



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE AND MATERIAL HANDLING ENGINEERING

KONSTRUKCE DISKU KOLA OSOBNÍHO AUTOMOBILU

DESIGN OF PASSENGER CAR WHEEL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LUKÁŠ KAPOUN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR HEJTMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Kapoun

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce disku kola osobního automobilu

v anglickém jazyce:

Design of Passenger Car Wheel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření konstrukčního návrhu disku kola pro osobní automobil daných parametrů na základě analýzy silových účinků působících na kolo vozidla. Sestavený návrh musí odpovídat všem příslušným legislativním požadavkům a zároveň splňovat i požadavky na pevnost.

Cíle diplomové práce:

1. Detailní rešerše konstrukčních řešení disků kol pro osobní automobily včetně porovnání jednotlivých variant
2. Analýza silových účinků na kole
3. Vlastní konstrukční návrh disku na základě silové analýzy
4. Analýza napjatosti konstrukčního návrhu
5. Únavová analýza konstrukčního návrhu

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. ISBN 80-239-6464-X, Nakladatelství VLK, Brno 2006.
- [2] VLK, F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000
- [3] DIXON, J.C. Tires, suspension and handling. ISBN 1-56091-831-4, SAE International, Warrendale 1996.
- [4] REIMPELL, Jornsens, STOLL, Helmut, BETZLER, Jurgens. The Automotive Chassis: Engineering Principles. [s.l.]: SAE International, 2001. 444 s. ISBN 0768006570.
- [5] PACEJKA, H. B.: Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis, ISBN 9026513321, 1993.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 26.11.2013



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce řeší konstrukční návrh disku kola osobního automobilu. Rešeršní část této práce pohlíží na historii a vývoj kola, na což se navazuje popisem jednotlivých konstrukčních řešení disků kol osobních automobilů používaných v současnosti. Konstrukční část spočívá v návrhu disku daných parametrů na základě analýzy silových účinků působících na kolo vozidla. U konstrukčního návrhu je provedena analýza napjatosti a únavová analýza.

KLÍČOVÁ SLOVA

disk kola, silové účinky, analýza napjatosti, únavová analýza

ABSTRACT

The present master thesis deals with the design of wheel disk for passenger car. The review part of this thesis summaries the history and development of the wheel; this is followed by a description of individual construction types of wheel disk for passenger car presently used. The construction part of this thesis provides a design of disk of given parameters based on the analysis of forces acting on the car wheel. For the purposes of design, the stress and fatigue analyses are performed.

KEYWORDS

wheel disk, forces acting, stress analysis, fatigue analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KAPOUN, L. *Konstrukce disku kola osobního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petrem Hejtmánkem, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Lukáš Kapoun



PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za pomoc při zpracování této diplomové práce a dále také panu Ing. Pavlu Ramíkovi za ochotu a pomoc při řešení odborné části práce. Největší dík patří mé rodině, která mě podporovala při studiu od samého začátku až do konce.



OBSAH

Úvod	10
1 Historie a vývoj	11
2 Vozidlová kola.....	16
2.1 Základní pojmy	17
2.2 Druhy kol	18
2.2.1 Disková kola	18
2.2.2 Drátová kola	19
2.2.3 Hvězdicová kola	19
2.2.4 Paprsková kola z lehkých slitin	20
2.3 Ráfky.....	22
2.3.1 Jednodílné ráfky	22
2.3.2 Vícedílné ráfky	26
2.4 Kolové šrouby a matice	26
2.5 Vyvažování kol	27
2.5.1 Statická nevyváženost.....	28
2.5.2 Dynamická nevyváženost	29
2.5.3 Obecná nevyváženost	30
2.5.4 Vyvažovací zařízení	31
2.6 Homologace a legislativa.....	32
2.6.1 Zkouška odvalování.....	32
2.6.2 Ohybová zkouška	33
2.6.3 Rázová zkouška	34
3 Analýza silových účinků působících na disk automobilu	35
3.1 Rozbor sil v jednotlivých jízdních stavech	35
3.1.1 Vozidlo stojící v klidu	37
3.1.2 Pomalá klidná jízda	37
3.1.3 Přímá jízda.....	38
3.1.4 Prudké zrychlení vozidla	38
3.1.5 Prudké brzdění vozidla	40
3.1.6 Přejezd nerovnosti	41
3.1.7 Vozovka s výmoly	42
3.2 Výpočet sil pro konkrétní vozidlo	43
4 Konstrukční návrh disku.....	48
5 Analýza napjatostí pomocí MKP	51
5.1 Příprava modelu pro MKP výpočet	51



5.2	Uchycení modelu a způsob zatížení.....	53
5.3	Analýza napjatosti disku	55
6	První konstrukční úprava disku	57
6.1	Analýza napjatosti disku (první konstrukční úprava)	59
7	Druhá konstrukční úprava disku.....	60
7.1	Analýza napjatosti druhé konstrukční úpravy	61
7.2	Vyhodnocení výsledků konstrukčních úprav disku	62
8	Únavová analýza.....	63
8.1	Řešení únavové životnosti metodou LSA.....	63
	Závěr.....	66
	Seznam příloh	72



Úvod

Kola automobilu patří k jednomu z nejdůležitějších částí vozidla. Společně s pneumatikami tvoří spojovací článek mezi vozidlem a vozovkou, jež mají za úkol přenášet na vozovku hmotnost vozidla včetně nákladu a posádky, hnací a brzdný moment a především udržovat automobil ve zvoleném směru jízdy. Kola jsou důležitým prvkem i v pružící soustavě, částečně zachycují nerovnosti vozovky, čímž se zlepšuje bezpečnost a pohodlí jízdy. O důležitosti kola asi není třeba diskutovat, poněvadž díky tomuto primitivnímu vynálezu by si nedokázal téměř nikdo život ani představit. Už při pohledu do minulosti nás kola provázejí od samého počátku lidstva, kde dřívější podoba kola byla trochu více odlišná než dnes, ale splňovala téměř stejný účel jakožto přepravu břemen.

V dnešní době, kde se vyrábí desítky milionů automobilů ročně, dbáme u kol automobilů o co nejdokonalejší konstrukci s použitím co nejméně materiálu. Pozornost věnujeme i hmotnosti, kterou docílíme jak konstrukcí, tak správným materiálem, v současnosti slitiny hliníku a hořčíku. Dnes jsou kola z lehkých slitin všudypřítomná a jsou používána automobilovými výrobci jako základní ukazatel, například pro odlišení modelové řady či limitovaných sérií, tudíž netřeba zmiňovat, že jedním z důležitých marketingových prvků, je mít co nejlepší design.

Při konstrukci kola se musí brát zřetel na účel použití, velikosti zatížení a mnoho dalších kritérií, které nám přiblíží kde a za jakých podmínek budou kola využívána. Na výrobu kol jsou předepsány legislativní požadavky, které musíme při výrobě dodržovat, a proto tyto požadavky musí být zohledněny už při samotné konstrukci.

Cílem této práce je navrhnout disk kola osobního automobilu a to dle platných legislativních požadavků a předpisů. K návrhu kola přistupuji jako by mělo být vyráběno ve více kusech a nabízeno k prodeji pro běžné osobní automobily. Na začátku práce se podíváme do historie a následného vývoje vozidlových kol až do současnosti. V následující kapitole nám budou přiblíženy jednotlivé části disku, načež se postupně dostaneme na možné konstrukční provedení disků kol. Další kapitola se bude zabývat silovými účinky působícími na kolo automobilu. Na základě těchto účinků bude provedena konstrukce samotného kola v programu Creo Parametric 2.0 a vytvořený model bude zkontrolován pomocí únavové analýzy a analýzy napjatosti.



1 HISTORIE A VÝVOJ

Nikdo v konečném důsledku neví, kdo je za vynález kola zodpovědný, i když o spekulace a teorie není nouze. Vědci se shodují, že rok 3500 př. n. l. je rokem, kdy bylo vynalezeno kolo více než podobné kolu v dnešní době. Místo je Mezopotámie, oblast obsazené válkou zpusťšeného Iráku. První kolo pro dopravní účely je datováno na rok 3200 př. n. l., kde jeho cílem bylo přesunovat mezopotámské vozy.

Skutečné počátky kola sahají až do období paleolitu, což je před 15000 až 750000 lety, kde lidé využívali dřevěných klád k přepravě větších či těžších věcí, tak že přepravovaný náklad po kládách odvalovali. Hlavním problémem tohoto způsobu přepravy bylo, že bylo zapotřebí mnoho válců, u kterých muselo být zajištěno správné odvalování k udržení požadovaného směru pohybu.

Jednou z dalších teorií jak probíhala přeprava, spočívala v tom, že byly navrženy saně, které se odvalovaly po válcích a zabráňovali tak vyklouznutí válce zpod saní. Postupem času v důsledku tření spodní strany saní po válcích docházelo k opotřebením. V tomto důsledku docházelo k tomu, že uprostřed byly válce slabší než na koncích. V tento okamžik můžeme zpozorovat počátek ve vývoji kola, kde vidíme kola pevně spojená s nápravou.

Stejně jak v případě jednoduchého válce, došlo k výrazným chybám v konstrukci nápravy s pevně připojenými koly. V případě kdy je vozík s kolečky této konstrukce vlečen v zatáčkách, dochází tak k nepříjemnému, někdy i nebezpečnému manévru, kde dochází k prokluzu kol. Jedním z řešení tohoto problému byla nalezena pevná náprava s koly, která se volně otáčela kolem osy nezávisle na sobě, což při průjezdu zatáčkou umožňovalo pomalejší otáčení u vnitřního a rychlejšího otáčení u vnějšího kola. [1]



Obr. 1.1: Dřevěné diskové kolo [1]

Tento skok v technologii si vyžádal změnu samotného kola. Pevné disky byly vyráběny s otvorem vyvrtaným uprostřed pro nasazení na nápravu. Používaly se převážně dva typy pevných kol, prvním z nich byl jednoduchý disk z průřezu kmenu stromu. Hlavním nedostatkem tohoto kola je skutečnost, že jeho konstrukce je od přírody chybná. V průřezu stromu je pevnost vláken dřeva velmi malá, z tohoto důvodu docházelo k rozpadání a praskání kol což můžeme vidět na **obr. 1.1**.

Za účelem zpevnění kola se kotouče skládaly z prken, obvykle ze tří dílů, které k sobě byly připnuty, či spojeny nápravou procházející dírami vyvrtanými do středu dílů (**Obr. 1.2**).



Obr. 1.2: Kotouč složený z prken [1]



Další evoluční krok v konstrukci kola byl příchod paprsku. Tento krok se uskutečnil především z požadavku rychlejší přepravy a myšlenky použít méně materiálu. Prvními pokusy o odlehčení bylo tvoření mezer mezi prkny u pevných kol. Z tohoto návrhu pocházela myšlenka paprskového kola, která se skládá z náboje s otvorem pro nápravu, věnce (loukot') a samotných paprsků (**obr. 1.3**). S tímto nápadem přišli Egypťané přibližně 2000 let př. n. l.



Obr. 1.3: Dřevěná paprsková kola [1]

Kola byla vyráběna ze dřeva, a proto docházelo k jejich častému poškození v důsledku nárazu do kamenů či jiných tvrdých předmětů. Pro tento účel bylo použito ochranné opláštění. Tyto ochrany pro kola, dnes známé jako pneumatiky, začínaly z jednoduchých materiálů jako je kůže, železo, dřevo a později guma. Kožené opláštění bylo připevněno na kola pomocí hřebíků a poskytovalo tak minimální množství ochrany pro kola. V případě, že se vozidlo setká s ostrým kamenem nebo jinou překážkou, může dojít k poškození pláště, který může být nahrazen poměrně snadno, oproti výměně celého kola. Prodlužuje se tak výrazně životnost kola.[1]

V roce 1000 př. n. l. jsou viděny na keltských vozech první kola s železnými obručkami. Paprskové kolo zůstalo téměř stejné až do roku 1802. První železné pláště byly složeny z železných pásů přibitých nebo přinýťovaných po obvodu kola. První pokusy o umístění jednodílného pásu železa kolem kola byly velmi nezdárné, pás špatně seděl na místě, poněvadž byl větší než kolo, tudíž neustále vyžadoval nýty pro udržení pláště na správné pozici. Postupem času se došlo ke konstrukci, kde byla železná obruč vyrobena menšího průměru než kolo. Zahřátím docházelo k roztahování železa a následného nasazení na kolo, kde po zchlazení došlo k silnému přilnutí obruče k obvodu kola. Vzniklá síla tohoto sevření nahrazuje téměř vše, co bylo zapotřebí ke spojení pláště s kolem, což umožňuje úsporu materiálu, tudíž i hmotnosti.

Roku 1802 přišel G. E. Bauer s prvním patentem kola s kovovými paprsky (špicemi), které spojovaly náboj kola s obručí, což po několika letech vývoje dospělo k podobě dnes používaných drátových kol. [1]

Dalším krokem byl vynález pneumatik, na kterém se zasloužil jako první v roce 1845 Robert William Thomson. V té době ale bohužel nebylo žádné vozidlo, které by tento vynález využívalo, tudíž se pro tento vynález nenašlo žádné uplatnění, a tak z tohoto nápadu sešlo. V roce 1888 přichází opět se stejným nápadem John Boyd Dunlop, skotský veterinář, který si tento vynález nechal patentovat. V této době byla ve velkém vyráběna jízdní kola, u nichž tento vynález našel uplatnění. Když už mluvíme o pneumatikách, tak první lidé, kteří použili pneumatiky pro účely automobilů, byli André a Eduard Michelin, kteří si později založili slavnou společnost na výrobu pneumatik. V roce 1910 BF Goodrich Company vynalezlo pneumatiky s delší životností přidáním uhlíku do gumy.[1][2]

Disk kola je další evoluční krok v technologii a to navzdory skutečnosti, že ocelový disk připomíná pevné kolo z dávných dob, což může naznačovat krok zpět, ale opak je pravdou. Zatímco disková kola (**obr. 1.4**) mají své nedostatky, tak nabízí mnoho výhod oproti



kolům paprskovým. Nejpřednější vlastnost diskových kol je nákladová efektivnost. Výroba paprskového kola je složitý proces, který vyžaduje kvalifikované kolaře, tudíž disková kola byla poměrně jednoduchá na výrobu. Lem mohl být zrealizován z přímého pásu kovu, a disk sám o sobě mohl být opatřen z plechu jednoduchým procesem. Tyto dva díly byly svařeny nebo snýtovány dohromady a výsledkem byl kotouč, který byl relativně lehký, pevný, odolný proti poškození, snadno vyrobitelný ve velkém množství, a co je nejdůležitější, levně vyrobitelný. [2]



Obr. 1.4: Plechové diskové kolo [2]

Další pokrok se týkal už převážně materiálů. Rozvoj metalurgie a plastů umožňuje výrobu extrémně lehkých a pevných paprskových kol. Paprsková kola byla vytvořena převážně dřívě, a k jejich návratu se uchýlilo prostřednictvím pokročilé technologie, která nám poskytuje velké množství kovů a plastů o velmi nízké hmotnosti a velké pevnosti. Paprsková kola (**obr. 1.5**) nám umožňují velkou úsporu materiálu, které je zapotřebí k výrobě kol o co nejnížší hmotnosti, což umožňuje vyšší rychlost a snadnost použití. Tento postup, kdy se z pevného disku přešlo na paprskový, je současná inovace podobná té před mnoha lety. Postupující technologie s moderními komponenty nás tudíž posunují neustále vpřed. [2]



Obr. 1.5: Paprskové kolo z lehkých slitin [3]

Tradiční konstrukce kol se nachází na pokraji možného rozvoje. Společnosti vymýšlí, jak vylepšit stávající konstrukce a vytváří tak čím dál více vizuálně rozmanité prototypy. Mezi ně patří i Michelin, který je pravděpodobně nejvíce aktivní v oblasti výzkumu se dvěma nedávnými inovativními koncepty, a to Tweel (**obr. 1.6**) a systém Active Wheel (**obr. 1.7**).



Obr. 1.6: Kola Tweel [2]

V roce 2006 Michelin oznámil, že se Tweel vrací do prvních návrhů pomocí bezvzduchového řešení, namísto tradiční kombinace pneumatiky a kola. Valivý povrch se skládá z pryžového běhounu, který je vázán na náboji pomocí pružných paprsků. Flexibilní paprsky jsou spojeny s deformovatelným pláštěm a absorbují nárazy a doskoky. Michelin tvrdí, že i bez vzduchu potřebného u běžných pneumatik Tweel stále poskytuje nosnost, jízdní komfort a odolnost vůči rizikům silničního provozu oproti běžným pneumatikám. I když mají mnoho výhod, Tweel jsou poznamenány velkým problémem, a to vibracemi při rychlostech nad 50 mph (80 km/h), které je dělají vhodnými pouze pro stavební vozidla a vozidla s nízkou provozní rychlostí. [2]



Obr. 1.7: Active wheel (aktivní kolo) [2]

Systém kol Active Wheel (**obr. 1.7**) je pravděpodobně nejvíce revoluční ze všech prototypů, neboť obsahuje všechny klíčové komponenty vozu v samotném kole. Je vhodný pouze pro auta na elektrický pohon. Systém Active Wheel zahrnuje motor, odpružení, převodovku a brzdový systém.



Nyní je vhodné tento průlet historií a vývojem ukončit. Avšak můžeme jen podotknout, že nově vznikající technologie jsou jak cyklický průběh, který se motá neustále dokola, směřuje stále vpřed a ponechává nás jen v údivu, co bude dál. [2]



2 VOZIDLOVÁ KOLA

Kola jsou přišroubována k hlavám kol na koncích náprav. Jsou složena z ráfků opatřených na obvodu vysokotlakými plášti (pneumatikami), které mají potřebnou nosnost a umožňují přenos sil mezi vozidlem a vozovkou za různých podmínek. Úkolem kol včetně pneumatik je tedy nést hmotnost vozidla, přenášet síly mezi vozidlem a vozovkou, a doplňovat pružící systém vozidla, neboť kola patří mezi neodpružené hmoty automobilu, tudíž musí mít co nejmenší hmotnost. Musí mít potřebnou pružnost, pevnost a musí být dobře vyvážena, aby se zabránilo jejich kmitání, což má nepříznivý vliv na nápravy automobilu a bezpečnost jízdy.[4]

Podle použití rozeznáváme vozidlová kola pro:

- motocykly
- osobní automobily
- nákladní automobily
- autobusy
- přípojná vozidla
- traktory a stroje

Podle počtu kol:

- jednoduchá
- podvojná

Disky jsou připevněny k hlavám kol kolovými šrouby. Středění disků na šroubech, pomocí kolových matic nebo podložek, umožňuje snadnější demontáž kola. Středění disků na hlavách kol dává šroubovému spoji větší bezpečnost - demontáž kola je však obtížnější.[4]

Vozidlové kolo se skládá ze střední nosné části a ráfku (**obr. 2.8**). Máme několik konstrukcí střední nosné části kola, podle kterých je můžeme rozdělit na:

- disková
- paprsková
- hvězdicová
- drátová



diskové kolo



paprskové kolo



hvězdicové kolo Trilex



drátové kolo

Obr. 2.8: Druhy vozidlových kol podle provedení střední nosné části [17][16][3]

2.1 ZÁKLADNÍ POJMY

Pro lepší orientaci v dané problematice si uvedeme několik základních pojmů týkajících se vozidlových kol a jejich hlavních rozměrů.

Lité kolo – disk s ráfkem jsou odlity jako jeden celek (monoblok) ze speciální slitiny

Disk kola – část kola, která spojuje hlavu kola s ráfkem

Ráfek – část kola, na kterou se nasazuje plášť (pneumatika)

Okraj ráfku – část ráfku, která slouží jako boční opora pro patku pneumatiky

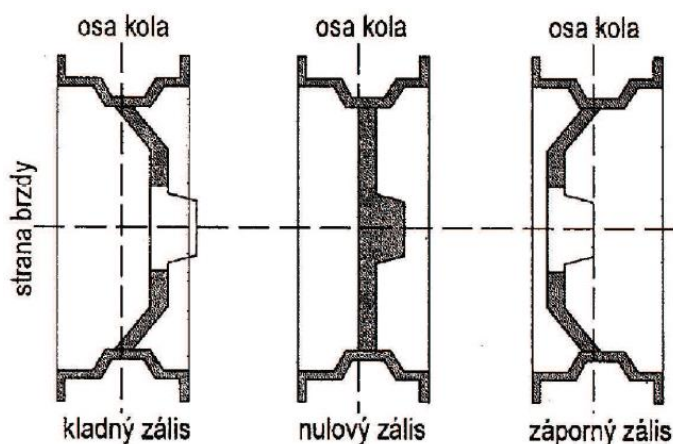
Dosedací plocha – část ráfku, na níž je usazena patka pláště; patka se o tuto plochu opírá v radiálním směru ráfku, zabezpečuje dokonalé dosednutí ráfku. U ráfků pro bezdušové pneumatiky je součástí dosedací plochy tzv. bezpečnostní profil, který zabraňuje sesmeknutí patky pneumatiky z ráfku

Prohloubení – část ráfku, která umožňuje snazší montáž a demontáž pláště přes okraj ráfku, prohloubení je směrem ke středu kola

Jmenovitý průměr ráfku – je to průměr ráfku udávaný v palcích, který se měří v místech dosedací plochy pro patku pláště.

Šířka ráfku – je vzdálenost v palcích mezi vnitřními okraji ráfku, o které se opírají patky pláště

Zális – je vzdálenost (v milimetrech) mezi rovinou procházející středem ráfku a rovinou vnitřní dosedací plochy disku. Tato hodnota může být kladná (pozitivní) nebo záporná (negativní). Zális kola je kladný (pozitivní) pokud je vnitřní dosedací disku kola vzhledem ke středu ráfku (svislé rovině vedené středem ráfku) posunuta směrem k vnější straně kola. Naopak tedy, záporný (negativní) zális se nazývá tehdy, když je vnitřní dosedací plocha disku kola vzhledem ke středu ráfku posunuta směrem k vnitřní straně kola (**obr. 2.9**).[10][4]



Obr. 2.9: Zális kola [4]

2.2 DRUHY KOL

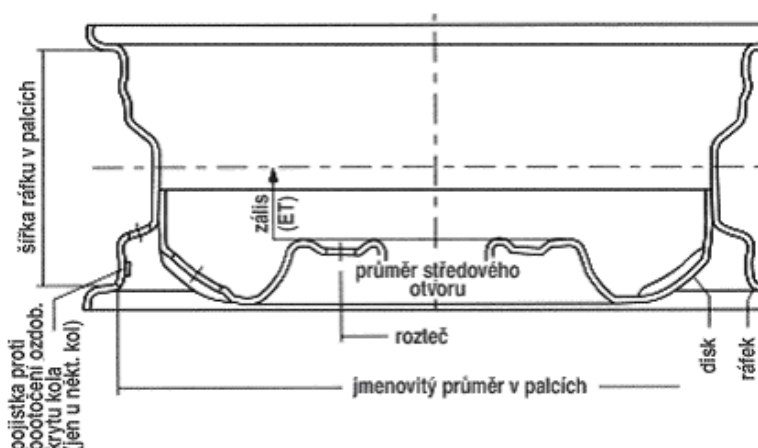
Tato kapitola se zabývá druhy kol (disků) rozdělených dle konstrukce střední nosné části. Zde bude uvedeno konstrukční provedení jednotlivých typů společně s jejich výhodami a nevýhodami.

2.2.1 DISKOVÁ KOLA

Pro velkosériovou výrobu osobních a užitkových vozidel se používají převážně ocelová disková kola. Ocelová disková kola se skládají ze dvou částí, a to ráfku, prstencové profilované části kola, která nese pneumatiku, a z disku nebo kotouče kola, který slouží jako spojovací část mezi nábojem a ráfkem kola. Obě tyto části jsou dnes většinou pevně spojovány odporovým nebo obloukovým svařováním do diskového kola. Disk je opatřen otvory různých tvarů, čímž se dosáhne nižší hmotnosti kola a vlivem ventilačního účinku zlepšují chlazení brzd. Disková kola mohou být realizována i jako odlitek z lehkých slitin.[4][10]

Označení a rozměry diskových kol jsou stanoveny normami DIN (např. DIN 7817, 7820 aj.) a v současnosti jsou v souladu s mezinárodními standardy.

Hlavní rozměry diskových kol můžeme vidět na **obr. 2.10**. Jedná se především o:



- průměr roztečné kružnice pro přípevnovací šrouby
- průměr středního otvoru kola
- tloušťka střední nosné části
- šířka ráfku
- zális (ET)
- jmenovitý průměr
- tloušťka střední nosné části

Obr. 2.10: Označení hlavních rozměrů diskového kola [4]

VÝHODY A NEVÝHODY DISKOVÝCH KOL

Pokud se bavíme o výhodách plechových kol, tak jednou z největších výhod je cena, která je spojena s jednoduchou výrobou a použitím levnějších materiálů. Další výhodou, jak již bylo řečeno, je použití v zimním období, kde jsou plechová kola odolnější vůči chemickým posypům. Co se týče nevýhod, tak jednou z nich je malá tuhost disku v porovnání s disky litými. Velkým nedostatkem je vzhled plechových kol, který výrazně zaostává oproti kolům z lehkých slitin.[15]



2.2.2 DRÁTOVÁ KOLA

Konstrukce drátového kola (**obr. 2.11**) je taková, že ráfek je společně s hlavou kola spojen asi sedmdesáti paprsky. Ty jsou uspořádány v různých úhlech, aby zachycovali hnací a zatěžovací síly, které mají být přenášeny mezi vozidlem a vozovkou. Výroba takového kola, s rovnoměrně napnutými paprsky vyžaduje systematický postup a může být časově náročná. Bohužel drát kola vyžaduje hodně pozornosti, aby si udržel správné nastavení (napnutí), z toho důvodu je dnes tato konstrukce prakticky zastaralá. Drátová kola se používají spíše výjimečně (motocykly).[5]

VÝHODY A NEVÝHODY DRÁTOVÝCH KOL

Jejich výhodou je větší pevnost, pružnost a menší hmotnost oproti diskovým kolům.

Nevýhodou je jejich vyšší cena, náročnost na údržbu a větší aerodynamický odpor.



Obr. 2.11: Drátové kolo[16]

2.2.3 HVĚZDICOVÁ KOLA

Konstrukce hvězdicových kol je podobná jak u kol diskových. Disk je nahrazen hvězdicí (obvykle šestiramenná). Pro osobní automobily jsou hvězdice lisovány z tenkého ocelového plechu, tudíž jsou lehká. U nákladních automobilů se hvězdice odlévají s hlavou kola jako jeden celek, většinou jsou opatřeny děleným ráfkem, např. hvězdicová kola s třídílným ráfkem Trilex (**obr. 2.12**).[7]

Kola Trilex nabízejí v porovnání s diskovými koly velké výhody při výměně kol a při montáži pneumatik. Skládají se z hvězdice kola s nábojem (disk), trojdílného ráfku a upevňovacích součástí. Ráfky Trilex mají uzavřený profil, avšak jsou rozděleny na tři části. Při upevňování ráfku Trilex na hvězdicu kola se musí matice utahovat popořadě kolem obvodu kola počínaje nahoře. V žádném případě se nesmí utahovat křížem, jak je předepsáno pro disková kola. [10]



Obr. 2.12: Hvězdicové kolo Trilex [17]



VÝHODY A NEVÝHODY HVĚZDICOVÝCH KOL

Šesti paprsková kola systému Trilex mají výhodu v tom, že při opravě nebo výměně pneumatiky se snímá jenom třídílný ráfek s pneumatikou. Šestiramenná hvězdice zůstává na vozidle jako přišroubovaná součást brzdového bubnu.

Dělený ráfek se při vypuštění pneumatice dá montpákou "rozloupnout", vpáčit jeden konec dovnitř, a v té chvíli se rozpadne na tři oblouky, které se dají snadno vyjmout. Jakmile je ale pneumatika nahuštěná, všechny tři sekce ráfku v sobě drží pohromadě a jako celek jsou na hvězdici kola přitahovány šesti trojúhelníkovými upínkami.

Toto řešení mělo výhodu v podstatně nižší hmotnosti. Použití těchto kol bylo spíš u nákladních vozidel a autobusů. Dnes tento typ disků vídáme jen zřídka. Nahradily je jednodílné prohloubené disky pro bezdušové pneumatiky.

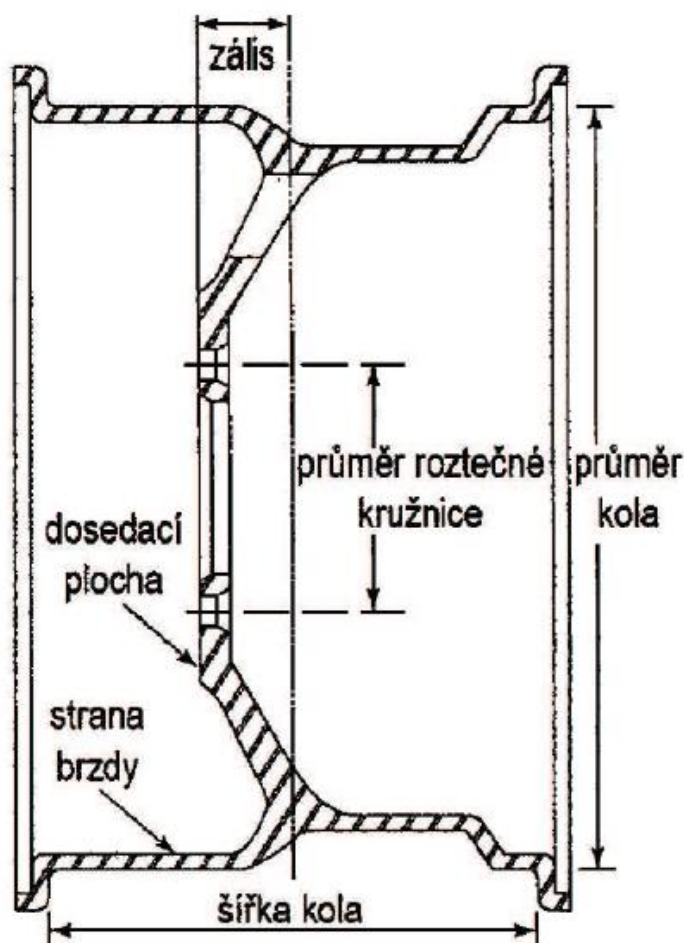
2.2.4 PAPRSKOVÁ KOLA Z LEHKÝCH SLITIN

U osobních automobilů se v převážné většině (kromě ocelových diskových kol) používají také paprsková kola z lehkých slitin (**obr. 2.14**). Přesto, že vzhledem k nižší pevnosti oproti oceli je tloušťka stěn dvojnásobná, tak hmotnost kola z legovaného hliníku je o 20% a z legovaného hořčíku o 40% menší. Kola z lehkých slitin se tedy vyrábí převážně ze slitin hliníku a hořčíku. U kol z lehkých kovů jsou důležité plochy a upevňovací otvory třískově obráběny, a proto mají tato kola vysokou přesnost a tudíž vynikající neházivost oproti ocelovým diskovým kolům.[4]

Kola z lehkých slitin jsou vyráběna dvěma způsoby, jedním z nejčastějších způsobů je odlévání, dvě nejběžnější odlévací metody jsou gravitační nebo nízkotlaké lití. Jako druhá metoda výroby je zápusťkové kování, které nám umožňuje vyrábět kola o velmi vysoké pevnosti a nízké hmotnosti. Kola mohou být vyrobena jako monoblok, tzn. jednodílná nebo vícedílná (např. trojdílná – **obr. 2.13**). U dělených disků je možné kombinovat materiály a výrobní metody jednotlivých dílů, např. ocelový disk z válcovaného plechu a litý hliníkový střed.



Obr. 2.13: Trojdílný disk[14]



Obr. 2.14: Lité kolo a jeho hlavní rozměry [4]

HOŘČÍKOVÁ (ELEKTRONOVÁ) KOLA

Elektron je slitina hořčíku. Hořčíková kola jsou lehčí než hliníková i ocelová (5-9 kg v závislosti na velikosti). Používají se především pro závodní auta. Bohužel, hořčíková kola mohou velmi lehce začít hořet, a je obtížné je uhasit, proto byly na některých závodech úplně zakázány. Takže tyto kola nelze doporučit pro většinu silničních vozidel. Navíc jsou hodně drahá a některé typy mají nízkou odolnost vůči korozi. Další nevýhodou je, že mohou korodovat zevnitř a disk tak může prasknout. Je potřeba kola často kontrolovat (rentgenovat). S hliníkovými koly tento problém není. [12]

KOLA ZE SLITIN HLINÍKU

Hliníkový disk je vyroben ze slitiny hliníku a několika dalších lehkých kovů. Díky vysokému podílu hliníku jsou tyto disky nazývány Alu kola. Odlévají se jako jeden kus (v případě šroubovaných kol jsou složeny z více dílů). V závěrečné fázi se na hliníkové disky nanáší vrstva ochranného laku. [13]



VÝHODY A NEVÝHODY PAPRSKOVÝCH KOL Z LEHKÝCH SLITIN

Výhodou je nižší hmotnost, nižší setrvačné síly jak při rozjezdu, tak při brzdění, menší neodpružená hmota, lepší přilnavost k vozovce a lepší estetický dojem.

Nevýhodou je vyšší pořizovací cena, nižší tuhost materiálu (nutno citlivě dotahovat matice kol), nízká odolnost proti solím (v zimě je vhodné hliníková kola nepoužívat).[12]

POROVNÁNÍ DISKOVÝCH KOL S PAPRSKOVÝMI KOLY Z LEHKÝCH SLITIN

Rozdílů mezi litými koly z lehkých slitin a plechovými disky je bezpočet. Ve většině případů jestli si koupíte Al-disky nebo plechová kola rozhoduje cena, bezpečnost a vzhled. Rozdíl je zásadně v ročním období, kdy chceme hliníková nebo plechová kola používat. V zimě je jednoznačně doporučeno používat plechové disky a to z mnoha důvodů. Tím nejdůležitějším faktorem je bezpečnost. Jelikož v zimě jsou cesty namrzlé, často se upravují povrchy vozovek směsí soli a šterku, je možnost vniknutí nečistot do brzdového systému z důvodu velkých mezer mezi paprsky, poté mohou nastat komplikace při brzdění. V případě plechových disků se toto nebezpečí výrazně snižuje, neboť těchto míst, kudy by se nečistoty dostaly ke kotouči, je méně. Jednak díky celistvosti materiálu plechových disků, a jednak velmi často řidiči také používají poklice, které nám v tomto případě ještě napomáhají. Opačná situace může nastat v létě, při vysokých teplotách a při častém brzdění. Pokud je vozidlo v letním období vybaveno koly z lehkých slitin, potom na tom bude určitě lépe než s plechovými disky. Protože při odvádění tepla je konstrukce litých kol s velkými mezerami mezi paprsky nedocenitelná a nedochází tak k velkému zahřívání brzd. Hliníková kola ztrácí v průběhu zimních měsíců svůj lesk a zajdou. Může za to sůl a další faktory, kvůli kterým se na nich dochází k vylučování oxidu hlinitého, a po prudkém nárazu mohou prasknout. Plechové disky jsou v tomto ohledu odolnější.

2.3 RÁFKY

Ráfek je součástí kola sloužící k uložení pneumatiky, která musí být s ráfkem spojena tak, aby mohly být přenášeny svislé, boční a obvodové síly bez relativního pohybu mezi pneumatikou a ráfkem. Nejčastěji se vyrábí ocelové, avšak s postupující dobou začíná u osobních automobilů převaha používání ráfků z hliníkových slitin z důvodů nižší hmotnosti.[4]

Ráfky dělíme na:

- Jednodílné
- Vícedílné

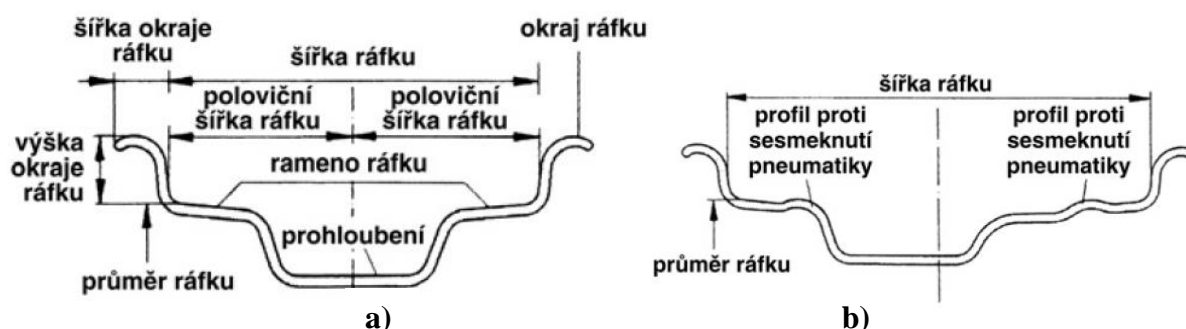
2.3.1 JEDNODÍLNÉ RÁFKY

Ráfek má několika následujících částí (**obr. 2.15**):

- Opěrná plocha ráfku – jsou boční dorazy pro patky pneumatik, vzdálenost mezi opěrnými plochami nám udává světlou šířku ráfku

- Dosedací plocha ráfku – bývá obvykle skloněna o 5° vzhledem ke středu ráfku (u širokých ráfků pro bezdušové pneumatiky bývá sklon až 15°), přenosu obvodových sil je dosaženo přitlakem patek pneumatiky k dosedacím plochám ráfku.
- Prohloubení ráfku – umožňuje snadnou montáž pneumatiky na ráfek
- Okraj ráfku – tvar okraje ráfku pro osobní automobily bývá zpravidla J (**obr. 2.15**) nebo B

Ráfky mohou být v symetrickém i nesymetrickém provedení (**obr. 2.15**)



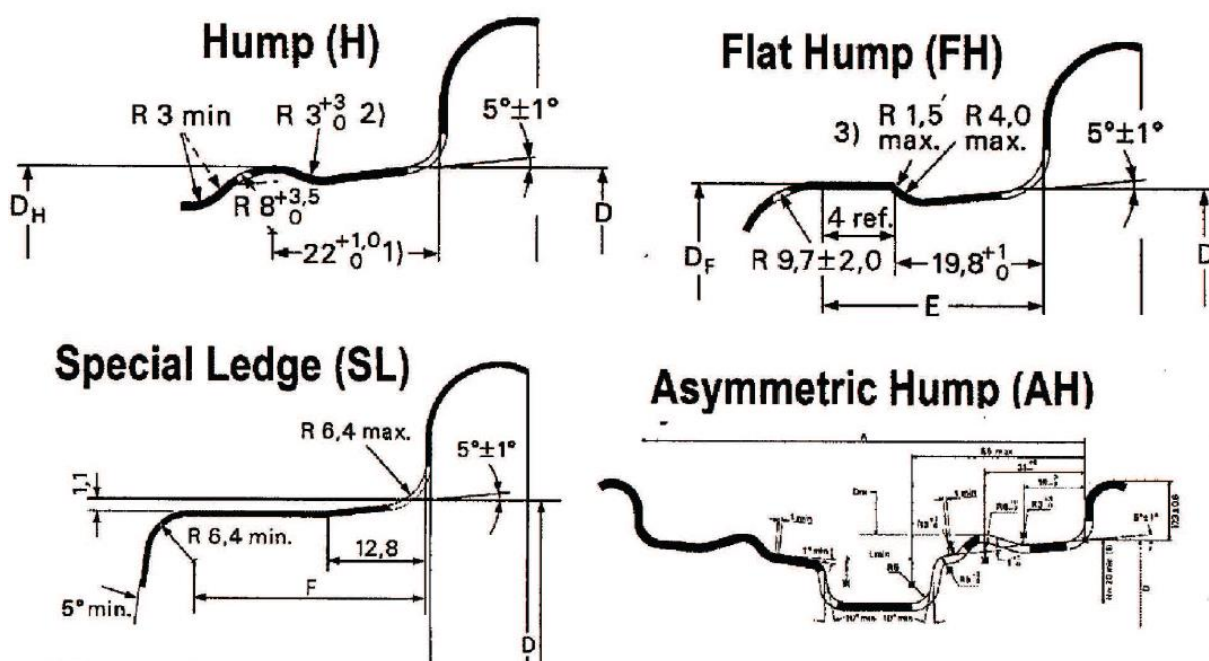
Obr. 2.15: Provedení ráfků: a) symetrický b) asymetrický [10]

U moderních prohloubených ráfků můžeme vidět po celém obvodu na jedné nebo na obou dosedacích plochách mírné vyvýšení, tzv. hump, které slouží k zajištění proti sesmeknutí pneumatiky z ráfku. Při rychlém průjezdu ostrou zatáčkou má zabránit sesmeknutí patky pneumatiky do prohloubení ráfku, čímž by mohlo dojít k úniku vzduchu z pneumatiky. Tento výstupek je zhotoven kulatý (H=hump) nebo plochý (FH=flat hump). Také méně známé ráfky s válcovou částí ráfku na vnější straně (SL=special ledge) patří k těmto bezpečnostním ráfkům používaným pro radiální bezdušové pneumatiky.[10]

Význam charakteristického označení bezpečnostních ráfků se zajištěním proti sklouznutí pneumatiky je uveden v **tab. 1** a konstrukční provedení na **obr. 2.16** [10]

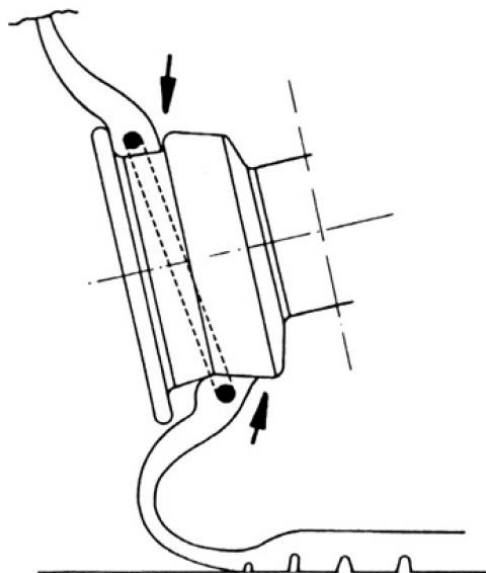
Tab. 1: Označení bezpečnostních ráfků se zajištěním proti sklouznutí pneumatiky [4]

Název	Profil dosedací plochy na straně ráfku		Označení
	vnější	vnitřní	
Jednostranný Hump	H	5°	H
Oboustranný Hump	H	H	H2
Jednostranný Flat Hump	FH	5°	FH
Oboustranný Flat Hump	FH	FH	FH2
Kombinovaný Flat Hump	FH	H	CH
Special Ledge	SL	5°	SL
Asymetrický oboustranný Hump	AH	AH	AH2



Obr. 2.16: Obrisy dosedacích ploch bezpečnostních ráfků [4]

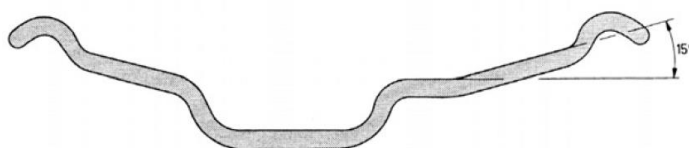
Společnosti Goodyear a Pirelli vyvinuly zcela nové ráfky s bezpečnostními profily proti sklouznutí pneumatiky – ráfky AH s asymetrickým dvojitém profilem proti sklouznutí pneumatiky (humpem). Tyto ráfky byly používány na vozidlech Fiat Abarth, např. rozměr ráfků 5½ J x 14 AH 2 s pneumatikami Pirelli P 6 185/60 R 14 82 H. Specialitou těchto ráfků je, že jsou oba profily proti sklouznutí pneumatiky vytvořeny asymetricky vůči sobě. Oba nejvyšší výstupky i obě nejhlubší prohloubení jsou na průměru umístěny proti sobě (křížem). Takto uspořádané profily (humpy) mají zabránit sesmýknutí pneumatiky téměř ve všech jízdních situacích, které by mohly mít za následek nedostatečný tlak vzduchu v pneumatikách. Kromě toho mají zabránit tomu, aby se pneumatika uvolnila z ráfku a kolo se dostalo okrajem ráfku do kontaktu s vozovkou, čímž by se poškodil ráfek nebo disk kola. Princip funkce ukazuje **obr. 2.17**. [10]



Obr. 2.17: Princip funkce asymetrického ráfku s profilem (humpem) na obou stranách ráfku. Pokud se patka pneumatiky natlačí na profil (šipka dole), začne v důsledku šikmého postavení (čárkovaná čára) v jádru patky působit silné pnutí, které zabrání přesmyknutí přes vrchol profilu (šipka nahoře). [10]

Pro pneumatiky Runflat je se používá speciální ráfek EH2 (Extended Hump) – jedná se o konstrukci kde je použit rozšířený hump na obou stranách ráfku, který zajišťuje pneumatiku proti sesmeknutí z ráfku při defektu bezdušové pneumatiky (při úniku vzduchu).[4]

Pro použití bezdušových pneumatik u nákladních vozidel (resp. autobusy, přípojná vozidla) byly vyvinuty jednoduché ráfky s prohloubením se sklonem dosedacích ploch 15° (obr. 2.18). Uložení patky pneumatiky na takto zkosené ploše zajišťuje její přesné a tuhé uchycení na ráfku a také dobrou vzduchotěsnost celé soustavy. Vozidlové kolo je jednoduché a je charakterizováno prohloubením, které nám umožňuje stejně jak u osobních automobilů snadnou montáž pneumatiky.[4]

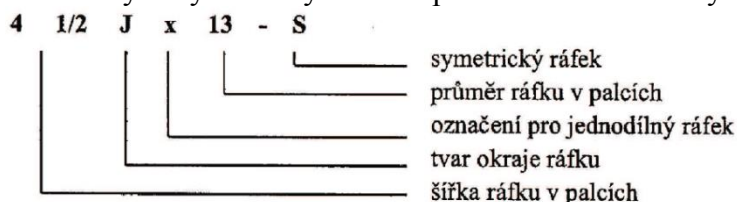


Obr. 2.18: Ráfek s šikmou dosedací plochou pro nákladní a užitková vozidla [4]

OZNAČENÍ RÁFKŮ

Označení ráfků nese údaj o šířce ráfku a průměru ráfku v palcích. U prohloubených ráfků (jednoduchých) je mezi šířkou a průměrem ráfku křížek („x“), u plochých ráfků (dělených) se udává místo křížku pomlčka („-“). Další připojená písmena vyznačují typ okraje ráfku a provedení dosedacích ploch ráfku.

Systém značení prohloubených symetrických ráfků pro osobní automobily:



Značení ISO udává průměr ráfku na začátku

13 x 5 J – S
13 x 5 J

symetrické provedení
asymetrické provedení

Příklady označení ráfků pro osobní automobily

5 ½ J x 14 H2 – ráfek s hlubokým prolisem, šířkou ráfku 5,5 palce, s patkou typu J, průměrem ráfku 14 palců a hřbety v provedení „Double Hump“.

5,50 B x 14 CH – ráfek s hlubokým prolisem, šířkou ráfku 5,5 palce, s patkou typu B, průměrem ráfku 14 palců a hřbety v provedení „Combinations Hump“

14 x 5 ½ J H2 x 45 – ráfek s hlubokým prolisem, průměrem 14 palců, šířkou ráfku 5,5 palce, s patkou typu J, hřbety v provedení „Double Hump“, jako dodatkové číslo je zde uveden zális 45mm

2.3.2 VÍCEDÍLNÉ RÁFKY

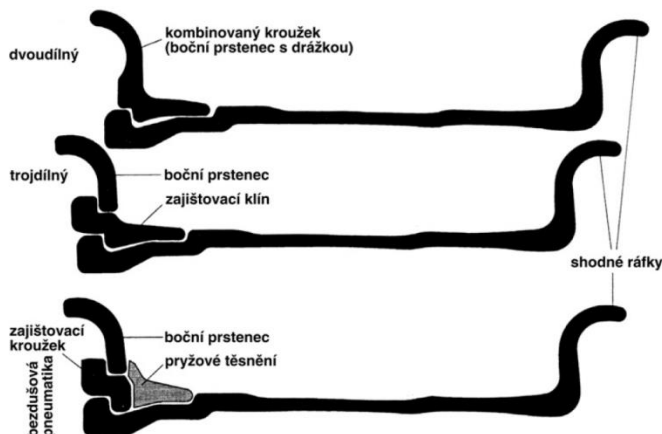
Vícedílné ráfky, jak se zřejmé z názvu, se skládají z několika částí. Používají se pro snazší montáž pneumatik na kolo, zejména u nákladních vozidel, autobusů a zemědělských a stavebních strojů z důvodu použití velkých pneumatik. Jak už bylo jednou řečeno, pro všechny vícedílné ráfky se šikmými dosedacími plochami, pro ploché a polo-hluboké ráfky a EM ráfky (ráfky používané pro zemní stroje) se používá v jejich zkráceném označení pomlčka „-“.[10]

PŘÍKLAD ZNAČENÍ VÍCEDÍLNÉHO RÁFKU

8.5 – 20 HD UNI Ráfek KPZ s šikmými dosedacími plochami, šířka ráfku 8,5 palců a průměrem 20 palců. Označení HD znamená „Heavy duty“ – těžká doprava. Tento ráfek společně se správnými pneumatikami po dokonalé montáži můžeme používat pro vysoká zatížení. Označení UNI označuje univerzální ráfek KPZ. Tyto disky mohou být ze dvou nebo tří částí pro pneumaticky s duší. Pro bezdušové pneumatiky se používají i čtyřdílné s pryžovým těsněním **obr. 2.19**.[10]

10.00 V – 20

Plochý ráfek KPZ s šířkou ráfku 10 palců a průměrem 20 palců. Pro pneumatiky se vzdušnicí i bezdušové.



Obr. 2.19: Univerzální ráfek KPZ [10]

2.4 KOLOVÉ ŠROUBY A MATICE

Kolové šrouby a matice mají za úkol spojovat kolo s hlavou kola (nábojem). Toto spojení zároveň zabezpečuje centrování kola na hlavu. V případě, že diskové kolo je spojeno kolovými šrouby, které jsou zalisovány do náboje kola, tudíž náboj se šrouby tvoří jeden nerozebíratelný celek, používají se k upevnění kola matice s kulovou dosedací plochou (**obr. 2.20**). Toto spojení zároveň zabezpečuje centrování kola vzhledem k náboji. Krouticí moment je přenášen prakticky pouze třením mezi diskem a přírubou náboje.

Druhým způsobem spojení kola s nábojem je pomocí kolových šroubů s kulovou dosedací plochou (**obr. 2.20**), které se šroubují přímo do závitových otvorů v náboji kola. Pro ulehčení montáže kola mívá náboj zpravidla dva vodící kolíky. Centrování kola vzhledem k náboji může zabezpečovat střední otvor disku, především u nákladních automobilů, nebo kónické kolové matice společně se středním otvorem disku u rychlých osobních automobilů.[4]



Obr. 2.20: Kolové šrouby a matice [9]

Jako ochrana před krádežemi kol se dnes používají bezpečnostní šrouby a matice (**obr 2.21**). Jsou-li kola přitažena pouze obyčejnými šrouby s šestihrannou hlavou, zloděj je tak velmi snadno odmontuje kolovým klíčem. Použitím bezpečnostních šroubů se riziko krádeže sníží, protože povolení bezpečnostních šroubů i za pomoci speciálních nástavců vyžaduje daleko více času, u některých typů disků ani nemusí být zloděj úspěšný.

Obvykle se používá sada čtyř šroubů na celé auto. Na každém kole je tedy použit jeden bezpečnostní šroub, nebo matice.[8]

Bezpečnostní šrouby se vyrábějí s dvěma základními typy hlav. Jeden typ má vnější zámek a druhý typ má zámek vnitřní. Některá kola (z lehkých slitin) mají šrouby chráněné, protože jsou zapuštěné. Při použití bezpečnostních šroubů s vnitřním zámkem není díky velké hlavě šroubů možné nasadit nástavec s univerzálním tisícihranem. Při demontáži pojistných kolových šroubů používají zloději univerzální nástavec. Nástavec je vybaven ostrým tisícihranem, který se na hlavu bezpečnostního šroubu jednoduše narazí, tisícihran se zasekne a šroub jde povolit stejně rychle jako s použitím příslušného bezpečnostního nástavce. [8]



Obr. 2.21: Bezpečnostní šrouby [8]

2.5 VYVAŽOVÁNÍ KOL

Kontrola vyváženosti kol je důležitou diagnostickou operací, která ovlivňuje bezpečnost a hospodárnost provozu vozidel. Nerovnoměrně rozložené hmoty po obvodu kola způsobují jeho kmitání, přestože zavěšení a uložení kol je téměř bezchybné. Toto kmitání se někdy projevuje jen při různých rychlostech vozidla. Kmity o velké frekvenci zhoršují ovladatelnost vozidla, způsobují nepříjemné vibrace řízení, zvětšují namáhání ložisek, závěsů kol a také opotřebení pneumatik. Odstředivá síla vyvolaná nevyváženou hmotou kola stoupá s druhou mocninou rychlosti dle vztahu (1) níže. Z tohoto vztahu plyne, že i malé nevyvážky vyvolávají značně velké přídatné síly při velkých rychlostech, jejichž směr působení se mění s každou otáčkou kola.[19]



$$F_0 = m \cdot R \cdot \omega^2 \quad (1)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad \omega = \frac{V}{R} \quad (2)$$

Na nevyváženosti kol se nejvíce podílí zejména:

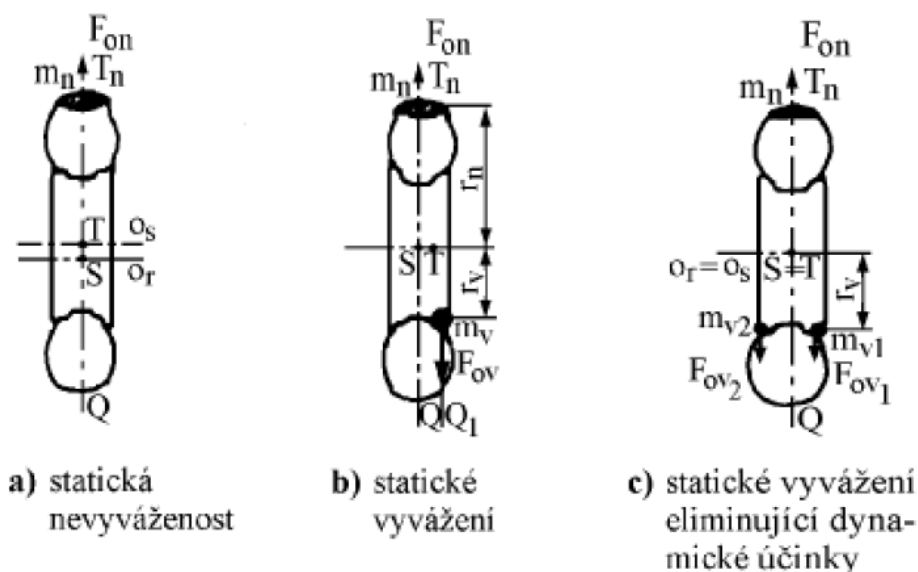
- Nerovnoměrné opotřebení běhounu pneumatiky (následek nesprávné geometrie řízení, závada tlumičů pérování, nevyváženosti kola)
- Oprava pláště nebo duše pneumatiky (nesymetrické přidání hmoty)
- Deformace ráfku a dalších částí kola (najetí na obrubník chodníku)
- Nesprávná montáž kola na nápravu (kolo je excentrické)
- Ztráta vyvažovacích závaží

Co to vlastně nevyváženost je? V zásadě mluvíme o nevyváženosti v případě, kdy hmota rotačního tělesa není pravidelně rozložena okolo osy rotace. Vyjádřeno přesně podle ISO, hlavní osa setrvačnosti se neshoduje s osou rotace. Velikost nevyváženosti je násobkem hmotnosti a poloměru, se kterým těžiště hmoty rotuje okolo osy otáčení. Podle toho je jednotka nevyváženosti např. *cmg*. Podle ISO rozlišujeme různé stavy nevyváženosti, které jsou závislé na poloze hlavní osy setrvačnosti v poměru k ose rotace. Kde hlavní osa setrvačnosti je osa, okolo které může kolo rotovat bez nevyváženosti, čili bez odstředivých sil. Znamená to, že hmota rotoru je symetricky rozdělena okolo hlavní osy setrvačnosti.[20]

V důsledku povolených výrobních tolerancí pro výrobu kol a pneumatik rovnoměrnost rozložení materiálu od středu otáčení nelze vždy dodržet. Při běžném výrobním postupu není možné vyrobit geometricky přesně kruhové kolo ani dokonalou pneumatiku. Kolo i pneumatika proto z výrobních důvodů může vykazovat radiální i axiální házení nebo různé tloušťky materiálu. Je-li tomu tak, kolo nemá klidný běh při otáčení kolem svého středu, ale kromě vlastního otáčivého pohybu se může pohybovat i samotný střed otáčení. Pak říkáme, že kolo je nevyvážené. Nevyvážení dělíme na **statické**, **dynamické** nebo **obecné** (kombinované), což je kombinací statického a dynamického nevyvážení. [20]

2.5.1 STATICKÁ NEVYVÁŽENOST

S čistě statickou nevyvážeností se setkáváme tehdy, je-li hlavní osa momentu setrvačnosti o_s rovnoběžná s osou rotace o_r (**obr. 2.22a**). Hmota kola je vzhledem k radiální rovině procházející jeho středem S rozložena rovnoměrně, avšak těžiště T rotujícího kola se nenachází v ose rotace. V důsledku tohoto vzniká nevyvážená odstředivá síla F_{on} . [19]



Obr. 2.22: Statická nevyváženost vozidlového kola s pneumatikou a jeho odstranění [19]

Při statickém nevyvážení (**obr. 2.22b**) je naší snahou posunout těžiště rotujícího tělesa zpět do osy rotace. K tomu obecně stačí přidání nebo ubrání hmoty v jedné vyvažovací rovině. Pro určení velikosti vyvažovací hmoty (velikosti závaží) platí na základě rovnosti odstředivých sil F_{on} a hmotnosti vyvažovacího závaží F_{ov} vztah:

$$m_v = m_n \cdot \frac{r_n}{r_v} \quad (3)$$

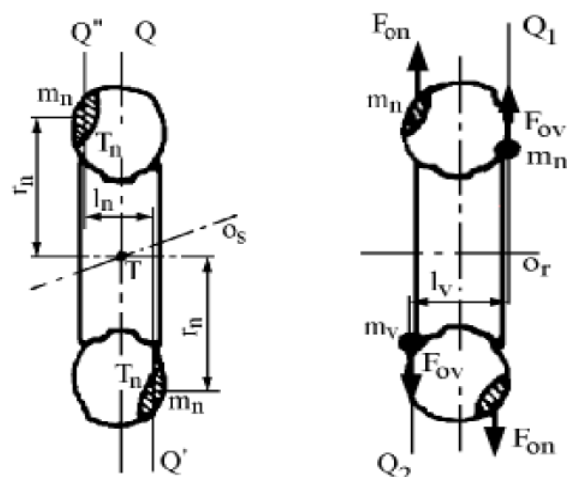
m_v kg - hmoty vyvažovacího závaží

r_v m - poloměr rotace těžiště T vyvažovacího závaží

2.5.2 DYNAMICKÁ NEVYVÁŽENOST

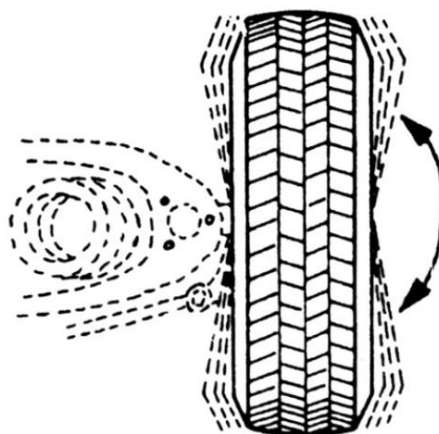
O dynamickou nevyváženost se jedná tehdy, když těžiště rotujícího kola T je na ose rotace o a hlavní osa momentu setrvačnosti o_s je s osou rotace různoběžná (**obr. 2.23**). Dynamická nevyváženost se odstraní upevněním nebo odebráním dvou stejně velkých hmot m_v ve dvou vyvažovacích rovinách, které vyvolají stejně velký, ale v opačném smyslu působící moment síly, než ten, který způsobuje nevyváženost. Pro velké vyvažované hmoty platí na základě rovnosti těchto momentů sil ($F_{on} \cdot l_n = F_{ov} \cdot l_v$) vztah:

$$m_v = \frac{m_n \cdot r_n \cdot l_n}{r_v \cdot l_v} \quad (4)$$



Obr. 2.23: Dynamická nevyváženost kola s pneumatikou a její odstranění [19]

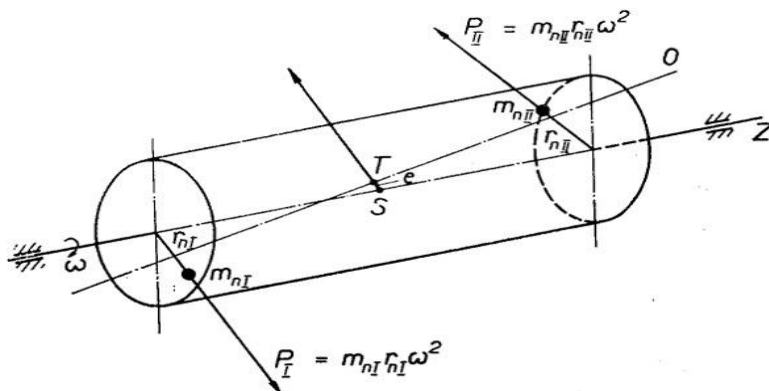
Dynamická nevyváženost ovlivňuje přilnavost kola v menší míře než nevyváženost statická, způsobuje však kmitání kola. Nebezpečné je zejména horizontální kmitání (obr. 2.24) řízených kol.



Obr. 2.24: Otáčející se kolo v horizontální rovině v důsledku dynamického nevyvážení [10]

2.5.3 OBECNÁ NEVYVÁŽENOST

V praxi se setkáváme s obecnou (kombinovanou) nevyvážeností prakticky nejčastěji. Skládá se jak ze statické tak i dynamické nevyváženosti (obr. 2.25). Hlavní osa momentu setrvačnosti rotujícího kola je s osou rotace mimoběžná. Nevyváženost je způsobena hmotou různé velikosti i různé vzájemné polohy. Účinek nevyvážených odstředivých sil obecně nevyváženého kola můžeme vždy nahradit dvěma odstředivými silami ve dvou libovolně zvolených rovinách a kompenzujeme je dvěma hmotami přidanými nebo ubranými v těchto vyvažovacích rovinách. Jejich velikost a úhlovou polohu určujeme různými vyvažovacími postupy, realizovanými na vyvažovacích strojích.[18]



Obr. 2.25: Obecná nevyváženost [18]



2.5.4 VYVAŽOVACÍ ZAŘÍZENÍ

K vyvažování kol motorových vozidel používáme různá vyvažovací zařízení, tato zařízení dělíme podle:

- Druhu vyvažování na : - statické
 - dynamické
- Uložení na pracovišti : - stabilní
 - mobilní

K vyvažování kol motorových vozidel se používají zejména tyto druhy vyvažovacích zařízení (vyvažovaček):

- a) Statické vyvažovací zařízení (obr. 2.26 vlevo)
- b) Stabilní dynamické vyvažovací zařízení (obr. 2.26 uprostřed)
- c) Mobilní vyvažovací zařízení (obr. 2.26 vpravo)



Obr. 2.26: Vyvažovací zařízení [27,29,30]



2.6 HOMOLOGACE A LEGISLATIVA

Pro kontrolu a možné použití kol v praxi musí každý návrh disku projít zátěžnými testy, které určí, zda je možné tyto disky používat pro běžný provoz u silničních vozidel. Výbava vozidla, kam dle zákona č. 56/2001 Sb. patří ocelová kola i kola z lehkých slitin, podléhá schvalování technické způsobilosti. Pouze kolo s číslem schválení KBA může být na základě Typového listu a zkušebního protokolu TÜV zapsáno do Technického průkazu vozidla. Aby disk obdržel číslo schválení KBA, musí úspěšně absolvovat testy ve zkušebně TÜV, pod které spadá zástavba do vozidla, zkouška valivosti, nárazová zkouška a zkouška ohybem za rotace.[25]

U každého litého i ocelového kola lze jednoduše ověřit, zda těmito testy prošlo. Na čelní straně disku musí být vyražená či odlitá značka „KBA“ nebo E v kroužku s číslem schválení (**obr 2.27**). [25]



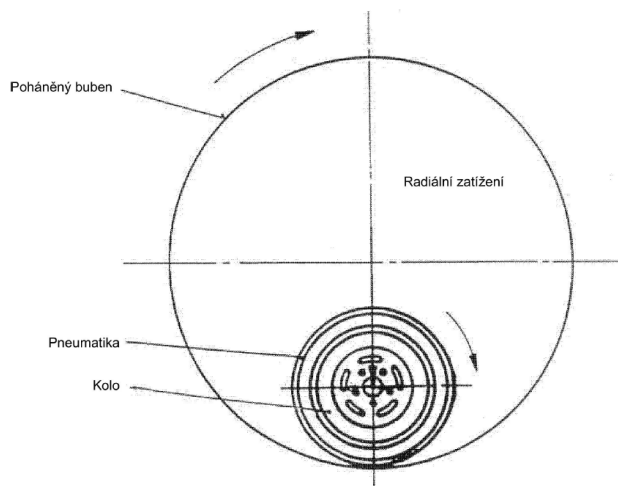
Obr. 2.27: Značení legislativně schválených disků [25]

2.6.1 ZKOUŠKA ODVALOVÁNÍ

Při zkoušce odvalování se napětí vznikající na kole při přímé jízdě vpřed simuluje testováním kola, které se odvaluje po válci o minimálním vnějším průměru 1,7 m, provádí-li se zkouška valivosti po jeho vnějším povrchu (**obr. 2.28**). Při zkoušce valivosti po vnitřním povrchu válce (**obr. 2.29**) je minimální vnitřní průměru válce roven hodnotě dynamického poloměru použité pneumatiky vydělené číslem 0,4. Zkouška probíhá tak, že disk s pneumatikou rotuje 72 hodin na válci pod požadovaným zatížením. Kolo nesmí vykázat žádné známky poškození či trhliny. [26]



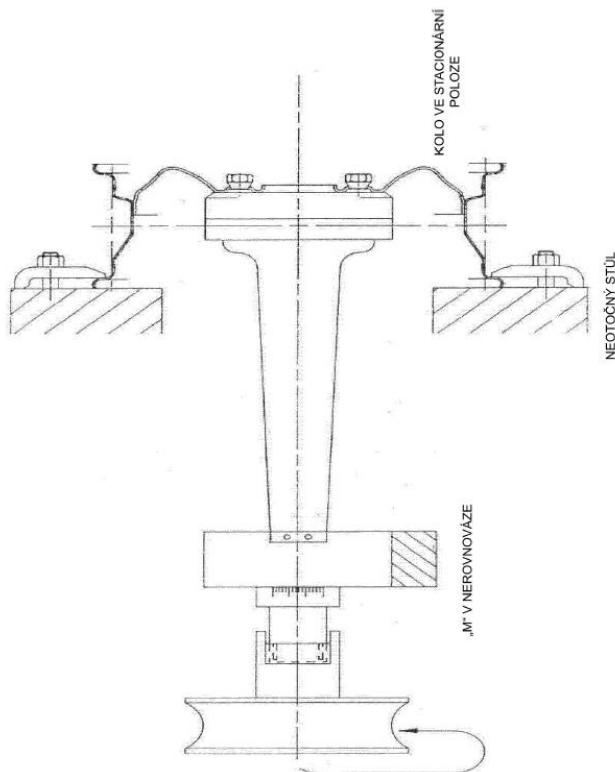
Obr. 2.28: Zkouška odvalování po vnějším povrchu [26]



Obr. 2.29: Zkouška odvalování po vnitřním povrchu válce [26]

2.6.2 OHYBOVÁ ZKOUŠKA

Při zkoušce ohybem za rotace se simulují boční síly působící na kolo při jízdě v zatáčce. Provede se zkouška vzorků čtyř kol, přičemž dvě se zkoušejí při 50 % a dvě při 75 % maximální boční síly. Ráfek kola se pevně uchyťí ve zkušebním zařízení (obr. 2.30) a na oblast uchycení u náboje kola se působí ohybovým momentem M_b (tj. zatěžovacím ramenem, jehož příruba má stejný průměr kružnice jako vozidlo, pro které je dané kolo určeno). Kola z lehkých slitin se uchyťí dvěma polokruhovými přírubami za vnitřní okraj ráfku. Kolo je excentricky zatěžováno. Po testu se na kole nesmí objevit žádná trhлина. [26]



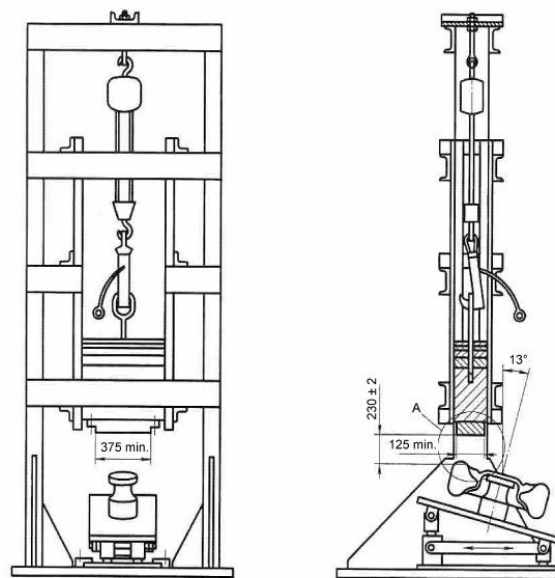
Obr. 2.30: Upevnění disku u zkoušky ohybem za rotace [26]



2.6.3 RÁZOVÁ ZKOUŠKA

Při rázové zkoušce se kontroluje pevnost kola s ohledem na výskyt okrajových trhlin a jiných kritických míst, které vznikají při nárazech kola na překážku. Abychom prokázali dostatečnou odolnost disku vůči vzniku trhlin a prasklin, je třeba provést rázovou zkoušku.

Kolo určené ke zkoušce se upevní ve zkušebním zařízení tak, aby rázové zatížení působilo na okraj ráfku kola. Kolo se upevní tak, aby jeho osa byla v poloze sklopené o úhel $13^\circ \pm 1^\circ$ vůči vertikále a aby úderník kladiva dopadl na jeho nejvyšší bod (**obr 2.31**). Úderné kladivo se nechá spadnout na kolo s obutou pneumatikou. Jako nevyhovující výsledek zkoušky se považuje vznik praskliny na disku a pokles tlaku v pneumatice o více než 0,2 baru.[26]



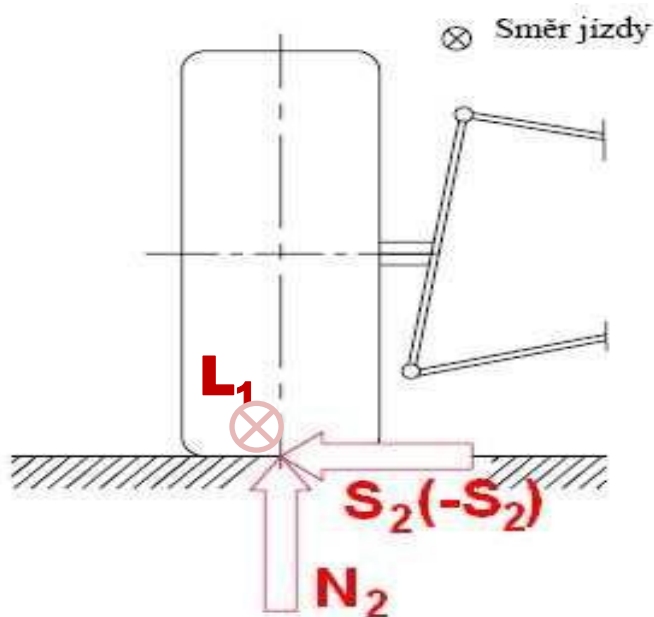
Obr. 2.31: Rázová zkouška [25]

3 ANALÝZA SILOVÝCH ÚČINKŮ PŮSOBÍCÍCH NA DISK AUTOMOBILU

V rešeršní části byla shrnuta konstrukčních řešení disků kol používaná pro osobní automobily a problematika týkající se těchto kol. Nyní se dostáváme do části, kde bude řešena praktická část diplomové práce, ve které se budeme zabývat konstrukčním návrhem disku pro dané osobní vozidlo. Praktickou částí nerozumíme pouze konstrukci disku, ale i velmi důležitou část, a to pevnostní výpočet našeho návrhu.

Pro pevnostní výpočet disku kola je zapotřebí zjištění charakteru a velikosti sil působící na kolo automobilu. Vyskytuje se několik způsobů jak se k řešení výpočtu postavit. Jednou z možností je analytický výpočet sil vyplývající z dynamiky vozidla nebo výpočet na základě zkušeností a provedených testů. Síly působící na kolo při jízdě jsou velmi rozdílné a závislé na stylu jízdy, velikosti nerovností, zrychlení, brzdění atd. Při určování sil působících na kolo se snažíme zkombinovat metodu výpočtu jak na základě zkušeností a testů, tak na základě dynamiky vozidla pro získání přesnějších výsledků pro náš konkrétní případ.

Síly působící na kolo uvažujeme ve třech směrech, jedná se o síly podélné, příčné (boční) a normálové (**obr. 3.32**). Tyto síly uvažujeme ve styku kola s vozovkou a to během několika jízdních stavů. Těmito stavy máme na mysli akceleraci, prudké brzdění, přejezd nerovnosti a jízda po vozovce s výmoly atd.



Obr. 3.32: Síly působící na kolo, N -normálová, S -příčná (boční), L -podélná [23]

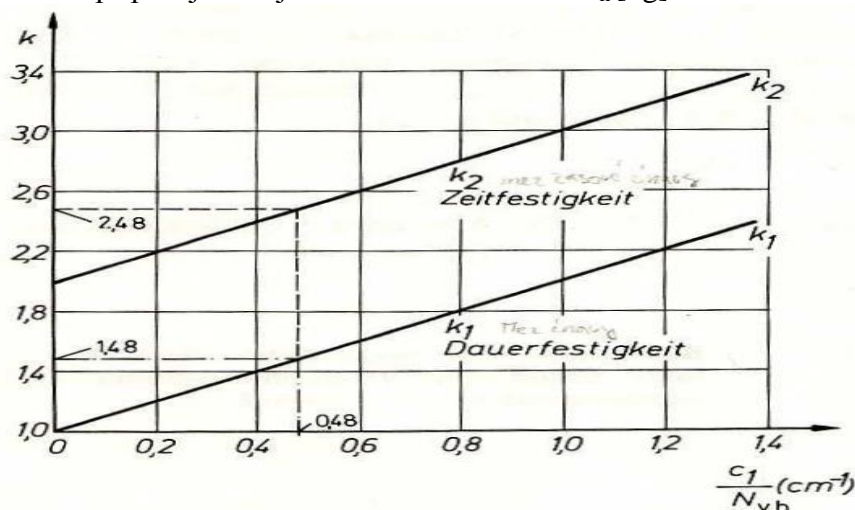
3.1 ROZBOR SIL V JEDNOTLIVÝCH JÍZDNÍCH STAVECH

K pevnostnímu výpočtu disku kola uvažujeme síly působící ve styku kola s vozovkou. Při výpočtu těchto sil budeme postupovat dle literatury [21]. Jednotlivé jízdní stavy, výpočtové vztahy a hodnoty koeficientů jsou převzaty z tohoto zdroje. Pro výpočet je nutno znát hmotnost působící na jedno kolo automobilu N_h a radiální tuhost pneumatiky c_l . Jelikož

disk automobilu není určen pouze pro jeden typ pneumatik, radiální tuhost tak nelze jednoznačně určit, neboť každá pneumatika má jiné vlastnosti, načež samotná tuhost je závislá na zatížení a především na hustícím tlaku. Z tohoto důvodu volím tuhost pneumatiky dle literatury [21] $c_1 = 200 \text{ kN/m}$.

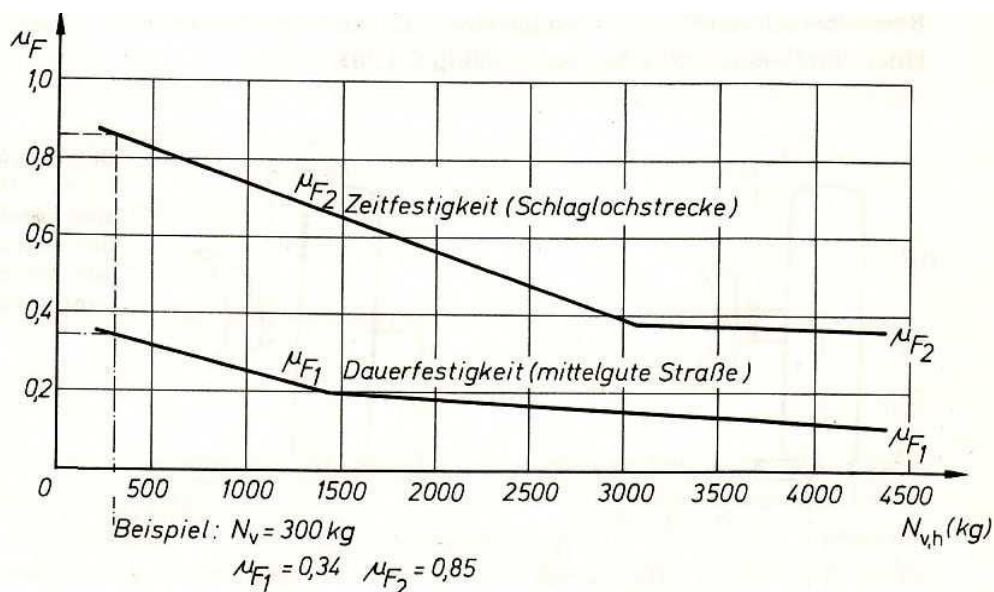
Pro výpočet normálových sil působících na kolo je zapotřebí nejprve odečíst koeficienty k_1 a k_2 z grafu na **obr. 3.33**, kde koeficient k_1 slouží pro výpočet trvalé pevnosti a koeficient k_2 pro pevnost časovou.

Pro určení koeficientů z grafu je zapotřebí znát poměr radiální tuhosti pneumatiky $c_1 [\text{kp/cm}]$ a hmotnost připadající na jedno kolo automobilu $N_h [\text{kg}]$.



Obr. 3.33: Graf pro určení koeficientů normálového zatížení kola [21]

Z grafu na **obr. 3.34** je zapotřebí odečíst hodnoty koeficientů μ_{F1} a μ_{F2} určující velikost bočního zatížení kola. Opět koeficient μ_{F1} slouží k výpočtu trvalé pevnosti a μ_{F2} k pevnosti časové. K odečtení koeficientů nám stačí znát pouze velikost hmotnosti N_h působící na jedno kolo.



Obr. 3.34: Graf pro určení koeficientů bočního zatížení [21]



Abychom mohli dále řešit napětí v disku kola automobilu, je zapotřebí nejprve zjistit působení a velikost sil v jednotlivých jízdních stavech.

3.1.1 VOZIDLO STOJÍCÍ V KLIDU

Vozidlo se nepohybuje, na kola působí pouze normálová síla od hmotnosti vozidla, v našem případě se jedná o sílu normálovou N .

Normálová síla

$$N_1 = N_h g \quad (4)$$

kde:

N_1 - N - normálová síla od hmotnosti vozidla

N_h - kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo

g - ms^{-2} - gravitační zrychlení

Boční ani podélná síla se v tomto jízdním stavu nevyskytuje

3.1.2 POMALÁ KLIDNÁ JÍZDA

Vozidlo se pohybuje klidnou plynulou jízdou, na kola působí stejně jak u předchozího stavu normálová síla N od hmotnosti vozidla, navíc zde však působí i boční síla S .

Normálová síla:

$$N_1 = N_h g \quad (5)$$

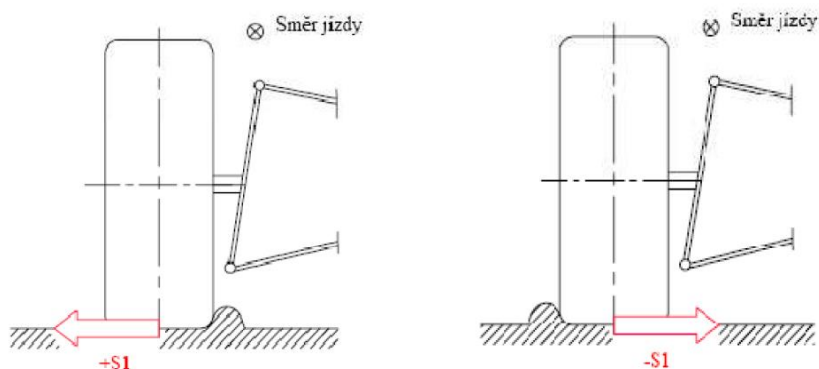
Boční síla S působí na kolo v obou směrech a to střídavě (**obr. 3.35**), proto značíme $\pm S_1$

$$\pm S_1 = N_1 \mu_{F1} \quad (6)$$

S_1 - N - boční síla působící na kolo

N_1 - N - normálová síla od zatížení

μ_{F1} - koeficient odečtený z **obr. 3.34** pro trvalou pevnost



Obr. 3.35: Působení boční síly na kolo [23]



3.1.3 PŘÍMÁ JÍZDA

V tomto jízdním stavu na vozidlo působí stejně jak u pomalé klidné jízdy normálová síla N i boční síla S . Tyto síly však nabývají vyšších hodnot, poněvadž vozidlo překonává vozovku s nerovnostmi a menšími výmoly. Navíc zde působí hnací síla od motoru, kterou uvažujeme jako sílu podélnou L , tato síla odpovídá maximálnímu krouticímu momentu a zařazení pátého převodového stupně. Při přímé jízdě po kvalitní vozovce uvažujeme koeficienty k_1 a μ_{F1} dle literatury [21]. Výsledné síly uvažující v tomto stavu tedy budou:

Normálová síla:

$$N_1 = N_h g k_1 \quad (7)$$

N_1 N - normálová síla působící na kolo automobilu
 N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
 g ms^{-2} - gravitační zrychlení
 k_1 - - koeficient odečtený z **obr. 3.33** pro trvalou pevnost

Boční síla je zde stejná jako u pomalé klidné jízdy podle vztahu (6) a působení této síly je opět střídavé v obou směrech (**obr. 3.35**)

$$\pm S_1 = N_1 \mu_{F1} \quad (8)$$

Podélná síla: jak už bylo řečeno, v tomto jízdním stavu se už projevuje i podélná síla od pohonu kola odpovídající maximálnímu krouticímu momentu a zařazení pátého převodového stupně, pro výpočet podélné síly L uvažujeme vztah:

$$L_5 = \frac{M_{max} i_5 i_{st} \eta}{2r_d} \quad (9)$$

L_5 N - podélná síla
 M_{max} N_m - maximální krouticí moment motoru
 i_5 - - převodový poměr převodovky (5. převodový stupeň)
 i_{st} - - stálý převodový poměr převodovky
 η - - mechanická účinnost převodového ústrojí
 r_d m - dynamický poloměr kola

Předpokládáme, že při 5. převodovém stupni nedosáhne podélná síla od krouticího momentu ve styku kola s vozovkou tak velkých hodnot, aby došlo k prokluzu kol, tzn., že podélná síla přenášená na vozovku se přenese v plné velikosti.

3.1.4 PRUDKÉ ZRYCHLENÍ VOZIDLA

Uvažujeme maximální zrychlení vozidla a přenesení maximálního možného krouticího momentu, který vozidlo umožňuje na vozovku přenést do doby, než dojde k prokluzu kol. V našem případě se bude jednat o přední hnací nápravu, tudíž při maximálním zrychlení dochází k odlehčení přední nápravy, které způsobí snížení normálové síly na kolo, a sníží se tak přilnavost kola s vozovkou, což nám způsobí, že se sníží maximální přenositelný krouticí



moment. Maximální velikost podélné síly přenesené od krouticího momentu motoru na vozovku je závislá na tíhové síle vozidla a součiniteli povrchové přilnavosti, z toho vyplývá, že čím menší zatížení kola od normálové síly, tím menší podélnou sílu od krouticího momentu můžeme přenést. Při překonání této maximální přenositelné podélné síly dojde k prokluzu kola. Při výpočtu neuvažujeme odpor vzduchu ani žádné jiné odpory ani tuhosti pružin, uvažujeme pouze odlehčení nápravy způsobené maximálním zrychlením vozidla. Dynamické zatížení přední nápravy se v našem případě rovná:

$$W_r = W_p - W \left(\frac{h}{L} \right) \left(\frac{D_y}{g} \right) \quad (10)$$

W_r N - dynamická tíhová síla při zrychlení na přední nápravu
 W_p N - statická tíhová síla na přední nápravu
 W N - statická tíhová síla vozidla
 h m - výška těžiště vozidla
 L m - rozvor kol vozidla
 D_y ms^{-2} - maximální zrychlení vozidla
 g ms^{-2} - gravitační zrychlení

Normálová síla působící na přední hnané kolo při maximálním zrychlení vozidla:

$$N_1 = \frac{W_r}{2} \quad (11)$$

Podélná síla

Při výpočtu budeme uvažovat zařazení prvního převodového stupně, kde dochází k přenosu největšího krouticího momentu.

$$L_1 = \frac{M_{max} i_1 i_{st} \eta}{2r_d} \quad (12)$$

L_1 N - podélná síla
 M_{max} Nm - maximální krouticí moment motoru
 i_1 - - převodový poměr převodovky (1. převodový stupeň)
 i_{st} - - stálý převodový poměr převodovky
 η - - mechanická účinnost převodového ústrojí
 r_d m - dynamický poloměr kola

Jak již bylo řečeno, podélná síla je závislá na velikosti normálové síly a součinitele přilnavosti mezi kolem a vozovkou, platí tedy vztah:

$$L_{max} = N_1 \mu_p \quad (13)$$

Tzn., pokud podélná síla L_1 od krouticího momentu bude větší, jak maximální přenositelná síla L_{max} , tak pro pevnostní výpočet disku kola budeme uvažovat velikost podélné síly rovné právě této hodnotě L_{max} , protože větší sílu nejsme schopni kolem přenést z důvodu prokluzu kola.



3.1.5 PRUDKÉ BRZDĚNÍ VOZIDLA

Vozidlo prudce brzdí, dochází tak k přetížení předních kol vlivem setrvačných sil vozidla a tudíž i k nárůstu normálové síly N_1 . V tomto případě přenositelná podélná síla na předních kolech od brzdného momentu je větší než síla od momentu hnacího. Z toho plyne, že při brzdění dochází k nejvyšší hodnotě podélné síly L působící na kolo.

Síla N_1 se vlivem přetížení vypočítá dle následujících vztahů:

$$W_f = W_p + W \left(\frac{h}{L} \right) \left(\frac{D_x}{g} \right) \quad (14)$$

W_f N - dynamická tíhová síla při brzdění na přední nápravu

W_p N - statická tíhová síla na přední nápravu

W N - statická tíhová síla vozidla

h m - výška těžiště vozidla

L m - rozvor kol vozidla

D_x ms^{-2} - zpomalení vozidla na hranici tření

g ms^{-2} - gravitační zrychlení

Zpomalení vozidla na hranici tření vypočteme dle vztahu:

$$D_x = \mu_p g \quad (15)$$

D_x ms^{-2} - zrychlení / zpomalení vozidla na hranici tření

μ_p - - součinitel přilnavosti povrchu mezi kolem a vozovkou

g ms^{-2} - gravitační zrychlení

Normálová síla působící na kolo bude při brzdění vozidla rovna:

$$N_1 = \frac{W_f}{2} \quad (16)$$

N_1 N - normálová síla působící na kolo při brzdění

W_f N - dynamické zatížení přední nápravy při brzdění vozidla

Podélná síla

$$L_1 = N_1 \mu_p \quad (17)$$

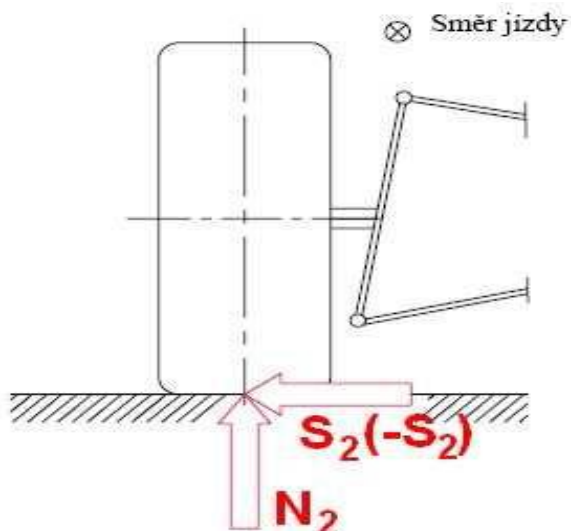
L_1 N - podélná brzdná síla

N_1 N - normálová síla působící na kolo při brzdění

μ_p - - součinitel přilnavosti povrchu mezi kolem a vozovkou

3.1.6 PŘEJEZD NEROVNOSTI

Vozidlo přejíždí velké nerovnosti a dochází k rázům, ty rozdělujeme na spodní N_2 a boční S_2 (**obr. 3.36**) Uvažujeme, že nelze dosáhnout maximálního bočního a zároveň spodního rázu v ten samý okamžik.



Obr. 3.36: Působení normálové a boční síly na kolo vozidla [23]

MAXIMÁLNÍ SPODNÍ RÁZ

Při maximálním spodním rázu na kolo působí normálová síla N , boční síla S i podélná síla L . V tomto případě normálová síla N vyvolaná nerovnostmi působících na kolo dosahuje nejvyšší hodnoty ze všech jízdních stavů. Podélná síla L je maximální přenositelná síla na vozovku od krouticího momentu. Tento jízdní stav je brán, jako nejrizikovější co se týče zatěžování kola.

Normálová síla

$$N_2 = k_2 N_h g \quad (18)$$

N_1 N - normálová síla působící na kolo automobilu při spodním rázu

N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo

g ms^{-2} - gravitační zrychlení

k_2 - - koeficient odečtený z **obr. 3.33** pro časovou pevnost

Boční síla

$$\pm S_1 = \mu_{F1} N_h g \quad (19)$$

S_1 N - boční síla působící na kolo

N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo

μ_{F1} - - koeficient odečtený z **obr. 3.34** pro trvalou pevnost

g ms^{-2} - gravitační zrychlení



Podélná síla

$$L_1 = N_h g \mu_p \quad (20)$$

L_1	N	- maximální přenositelná podélná síla
N_h	kg	- hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
μ_p	-	- součinitel přilnavosti povrchu mezi kolem a vozovkou
g	ms^{-2}	- gravitační zrychlení

MAXIMÁLNÍ BOČNÍ RÁZ

U maximálního bočního rázu působí na kolo stejné síly jak u rázu spodního, ale v tom rozdílu, že boční síla je zde ze všech jízdních stavů největší, ale síla normálová je v tomto případě podstatně menší.

Normálová síla

$$N_1 = k_1 N_h g \quad (21)$$

N_1	N	- normálová síla působící na kolo automobilu při bočním rázu
N_h	kg	- hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
g	ms^{-2}	- gravitační zrychlení
k_1	-	- koeficient odečtený z obr. 3.33 pro trvalou pevnost

Boční síla

$$S_2 = \mu_{F2} N_h g \quad (22)$$

S_1	N	- boční síla působící na kolo
N_h	kg	- hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
μ_{F2}	-	- koeficient odečtený z obr. 3.34 pro časovou pevnost
g	ms^{-2}	- gravitační zrychlení

3.1.7 VOZOVKA S VÝMOLY

Vozidlo překonává nerovnosti vozovky a výmoly. Uvažujeme stejné působení sil jak u maximálního bočního rázu, tedy boční síla je zde největší, z toho důvodu se neuvažuje jízdní stav při průjezdu zatáčkou, neboť boční síla při průjezdu zatáčkou nedosahuje takových hodnot jako při jízdě po vozovce s výmoly. Podélná síla odpovídá maximálnímu přenositelnému krouticímu momentu a normálová síla odpovídá jízdnímu stavu „přímá jízda.“ Tento stav je použit pro výpočet trvalé pevnosti (únavové analýzy) navrženého disku.

Normálová síla

$$N_1 = k_1 N_h g \quad (24)$$

N_1	N	- normálová síla působící na kolo při průjezdu vozovkou s výmoly
-------	-----	--



N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
 g ms^{-2} - gravitační zrychlení
 k_l - - koeficient odečtený z **obr. 3.33** pro trvalou pevnost

Boční síla

$$S_2 = \mu_{F2} N_h g \quad (25)$$

S_l N - boční síla působící na kolo
 N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
 μ_{F2} - - koeficient odečtený z **obr. 3.34** pro časovou pevnost
 g ms^{-2} - gravitační zrychlení

Podélná síla

$$L_1 = N_h g \mu_p \quad (26)$$

L_l N - maximální přenositelná podélná síla
 N_h kg - hmotnost od vozidla působící na jedno uvažované kolo
 μ_p - - součinitel přilnavosti povrchu mezi kolem a vozovkou
 g ms^{-2} - gravitační zrychlení

3.2 VÝPOČET SIL PRO KONKRÉTNÍ VOZIDLO

Naším cílem je získat hodnoty sil na kolo vozidla v jednotlivých jízdních stavech pro konkrétní automobil, kterým je Škoda Octavia II RS TDI. Na tento typ vozu bude následně navržena i konstrukce samotného disku.

Pro výpočet je zapotřebí znát přesné specifikace vozidla, zejména hodnoty použité v předchozích výpočtech. Tyto hodnoty jsou vypsány v **tab. 2**.

Tab. 2: hodnoty potřebné k výpočtu pro konkrétní vozidlo (specifikace vozidla)

Škoda Octavia 2,0/103kW TDI RS	značení	hodnota	jednotka
maximální celková hmotnost (vozidlo + max. užitečný náklad):	m	1 995	kg
zatížení přední nápravy	m_p	992	kg
zatížení zadní nápravy	m_z	1 003	kg
maximální krouticí moment motoru	M_{max}	320	Nm
rozvor kol	L	2 577	mm
výška těžiště vozidla	h	517	mm
dynamický (výpočtový) poloměr kola	r_d	278	mm
mechanická účinnost převodového ústrojí	η	96	%
Maximální zrychlení vozidla	D_y	3,9	ms^{-1}



Pro výpočet výstupního krouticího momentu na kole potřebujeme znát i jednotlivé převody v převodovce, protože moment na kole je zvýšen o celkový převod. Převody jednotlivých stupňů převodovky nalezneme v **tab. 3**.

Tab. 3: hodnoty převodů jednotlivých stupňů převodovky

	I. Stupeň	II. stupeň	III. stupeň	IV. stupeň	V. stupeň	VI. stupeň
převodové poměry jednotlivých stupňů	3,77	1,96	1,26	0,87	0,86	0,72
převodové poměry stálých převodů	3,45				2,76	

Výpočet bude zaměřený pouze na kola přední nápravy, protože zde působí nejen síly od hmotnosti vozidla, ale i krouticí moment od motoru. Přední kola vozidla jsou tedy více namáhána než kola zadní, nejen z důvodu přiváděného krouticího momentu, ale i vlivem brzdění kdy dochází k přetížení předních kol.

Pro výpočet dle analýzy silových účinků pro jednotlivé jízdní stavy je zapotřebí nejprve zjistit koeficienty k_1 a k_2 z grafu na **obr. 3.33** pro výpočet normálového zatížení N a koeficienty μ_{F1} a μ_{F2} určující boční zatížení S .

Pro zjištění konstant z grafu potřebujeme znát podíl radiální tuhosti pneumatiky c_1 a zatížení kola N_h .

$$c_1 = 200 \frac{N}{mm} = 203,94 \frac{kp}{cm}$$

$$N_h = \frac{W_p}{2} = \frac{992}{2} = 496 \text{ kg} \quad (27)$$

$$\frac{c_1}{N_h} = \frac{203,94}{496} = 0,411 \text{ cm}^{-1} \quad (28)$$

Odečtené konstanty z grafu pro výpočet normálového zatížení kola N

konstanta pro trvalou pevnost $k_1 = 1,4$
konstanta pro časovou pevnost $k_2 = 2,4$

a odečtené koeficienty pro boční zatížení S

koeficient pro trvalou pevnost $\mu_{F1} = 0,3$
koeficient pro časovou pevnost $\mu_{F2} = 0,78$

Nyní známe všechny potřebné hodnoty pro výpočet sil. Všechny použité vzorce byly zmíněny v analýze silových účinků u jednotlivých jízdních stavů, z důvodu zjednodušení a přehlednosti nebudeme nadále zmiňovat použité veličiny ve vzorcích, pouze do vzorců dosadíme a vyjádříme výsledek.



VOZIDLO STOJÍCÍ V KLIDU

Normálová síla

$$N_1 = N_h g = 496 \cdot 9,81 = 4\,864 \text{ N} \quad (29)$$

POMALÁ KLIDNÁ JÍZDA

Normálová síla

$$N_1 = N_h g = 496 \cdot 9,81 = 4\,864 \text{ N} \quad (30)$$

Boční síla

$$\pm S_1 = N_1 \mu_{F1} = 4864 \cdot 0,3 = 1\,459 \text{ N} \quad (31)$$

PŘÍMÁ JÍZDA

Normálová síla:

$$N_1 = N_h g k_1 = 496 \cdot 9,81 \cdot 1,4 = 6\,810 \text{ N} \quad (32)$$

Boční síla

$$\pm S_1 = N_h g \mu_{F1} = 496 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 1\,459 \text{ N} \quad (33)$$

Podélná síla

$$L_5 = \frac{M_{max} i_5 i_{st} \eta}{2r_d} = \frac{320 \cdot 0,86 \cdot 2,76 \cdot 0,96}{2 \cdot 0,278} = 1\,367 \text{ N} \quad (34)$$

PRUDKÉ ZRYCHLENÍ VOZIDLA

$$W_r = W_p - W \left(\frac{h}{L} \right) \left(\frac{D_y}{g} \right) = 9728 - 19564 \cdot \left(\frac{0,517}{2,577} \right) \cdot \left(\frac{3,9}{9,81} \right) = 8\,168 \text{ N} \quad (35)$$

Normálová síla působící na přední hnané kolo při maximálním zrychlení vozidla bude:

$$N_1 = \frac{W_{ra}}{2} = \frac{8167}{2} = 4084 \text{ N} \quad (36)$$

Podélná síla

$$L_1 = \frac{M_{max} i_1 i_{st} \eta}{2r_d} = \frac{320 \cdot 3,77 \cdot 3,45 \cdot 0,92}{2 \cdot 0,278} = 7\,195 \text{ Nm} \quad (37)$$

$$L_{max} = N_1 \mu_p = 4084 \cdot 0,8 = 3\,267 \text{ N} \quad (38)$$



$L_{max} < L_I$ maximální podélná síla od krouticího momentu je větší jak maximální přenositelná. Pro pevnostní výpočet budeme uvažovat sílu L_{max} .

PRUDKÉ BRZDĚNÍ VOZIDLA

Zatížení přední nápravy vlivem zpomalení

$$W_f = W_p + W \left(\frac{h}{L} \right) \left(\frac{D_x}{g} \right) = 9728 - 19564 \cdot \left(\frac{0,517}{2,577} \right) \cdot \left(\frac{7,85}{9,81} \right) = 12\,868\,N \quad (39)$$

zpomalení na hranici tření

$$D_x = \mu_p g = 0,85 \cdot 9,81 = 7,85\,ms^{-2} \quad (40)$$

Normálová síla

$$N_1 = \frac{W_f}{2} = \frac{12\,868}{2} = 6\,434\,N \quad (41)$$

Podélná síla

$$L_1 = N_1 \mu_p = 6\,434 \cdot 0,85 = 5\,477\,N \quad (42)$$

PŘEJEZD NEROVNOSTI

MAXIMÁLNÍ SPODNÍ RÁZ

Normálová síla

$$N_2 = k_2 N_h g = 2,4 \cdot 496 \cdot 9,81 = 11\,674\,N \quad (43)$$

Boční síla

$$\pm S_1 = \mu_{F1} N_h g = 0,3 \cdot 496 \cdot 9,81 = 1\,459\,N \quad (44)$$

Podélná síla

$$L_1 = N_h g \mu_p = 496 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 4\,136\,N \quad (45)$$

MAXIMÁLNÍ BOČNÍ RÁZ

Normálová síla

$$N_2 = k_1 N_h g = 1,4 \cdot 496 \cdot 9,81 = 6\,810\,N \quad (46)$$

**Boční síla**

$$S_1 = \mu_{F2} N_h g = 0,78 \cdot 496 \cdot 9,81 = 3\,794\, N \quad (47)$$

VOZOVKA S VÝMOLY**Normálová síla**

$$N_2 = k_1 N_h g = 1,4 \cdot 496 \cdot 9,81 = 6\,810\, N \quad (46)$$

Boční síla

$$S_1 = \mu_{F2} N_h g = 0,78 \cdot 496 \cdot 9,81 = 3\,794\, N \quad (47)$$

Podélná síla

$$L_1 = N_h g \mu_p = 496 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 4\,136\, N \quad (48)$$

Pro lepší přehlednost jsou maximální hodnoty sil působící na kolo automobilu pro jednotlivé jízdní stavy vypsány v **tab. 4**. Tyto síly budou použity v analýze napjatostí při simulaci zatížení kola v těchto jízdních stavech.

Tab. 4: Maximální hodnoty sil působící na kolo během jednotlivých jízdních stavů

jízdní stav	normálová síla N	boční síla S	podélná síla L	použito pro výpočet
vozidlo stojící v klidu	4 864 N	-	-	-
pomalá klidná jízda	4 864 N	1 459 N	-	-
přímá jízda	6 810 N	1 459 N	1 367 N	trvalá pevnost
prudké zrychlení	4 084 N	-	3 267 N	časová pevnost
prudké brzdění	6 434 N	-	5 147 N	časová pevnost
maximální spodní ráz	11 674 N	1 459 N	4 136 N	časová pevnost
maximální boční ráz	6 810 N	3 794 N	-	časová pevnost
vozovka s výmoly	6 810 N	3 794 N	4 136 N	trvalá pevnost

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH DISKU

Na začátku práce byly rozebírány jednotlivé konstrukční varianty disků kol pro osobní automobily. V našem případě budeme navrhovat paprskové kolo z lehké slitiny hliníku. Konstrukční návrh kola je určen pro vůz Škoda Octavia II. Každý typ vozu má předepsané dovolené rozměry kol, které musíme při konstrukci respektovat a dodržovat.

Naším úkolem při konstrukci disku je dosáhnout co nejmenší hmotnosti při dodržení požadované pevnosti. Další snahou bude zvládnout návrhu i po estetické stránce.

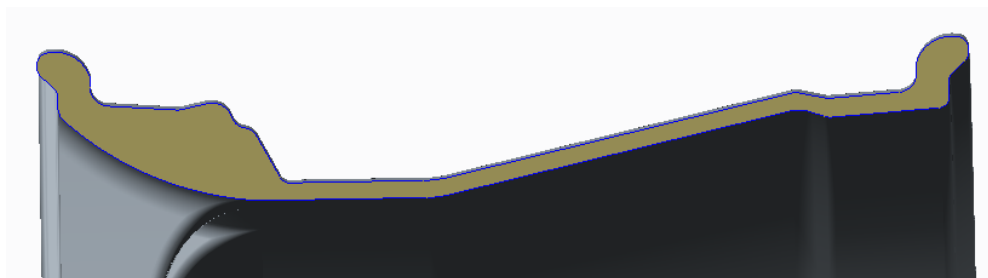
Pro konstrukční návrh disku byl použit CAD systém PTC Creo Parametric 2.0 známý jako Pro/ENGINEER. Creo je parametrický modelář používaný především ve strojírenském průmyslu.

Rozměry samotného disku byly voleny dle vlastního uvážení, avšak v rozmezí dovolených rozměrů udávané výrobcem vozidla. Základní volené rozměry jsou shrnuty v **tab. 5**, které nám umožní základní představu o rozměrech námi konstruovaného disku.

Tab. 5: Základní rozměry a vlastnosti navrhovaného disku

nominální průměr disku	18"
šířka ráfku	8,5"
zális	45 mm
průměr středového otvoru	57,1 mm
počet šroubů (děr v ráfku)	5
průměr roztečné kružnice upevňovacích šroubů	112 mm
typ patice	J
šrouby pro upevnění disku	M14x1,5x40
materiál disku	AlSi7Mg0,3
dosedací plocha pro pneumatiku (hump)	H2

Prvním krokem při konstrukci disku byl návrh ráfku, který musí dodržovat přesné rozměry dosedacích ploch pro správné nasazení pneumatiky, tyto rozměry jsou navrženy podle kapitoly 2.3.1 Jednodílné ráfky. **Obr. 4.37** zobrazuje konstrukční návrh tohoto ráfku v řezu. Tvar dosedacích ploch ráfku je zvolen H2 (oboustraný Hump). Jako další konstrukční záležitost je na ráfku navrženo prohloubení pro snadné nasazení pneumatiky, což je dnes u litých kol standardní záležitost. Pro dostatečnou pevnost byla zvolena tloušťka stěny ráfku v nejmenším průřezu 7mm.



Obr. 4.37: Konstrukční návrh ráfku



Konstrukční návrh středu disku je zobrazen na **obr. 4.38**. V našem případě se jedná o střed s pěti otvory pro utahovací šrouby kol, kde rozměry a rozteče těchto otvorů jsou předepsány výrobcem automobilu, stejně jako průměr dosedací plochy náboje, průměr středové díry a rozmezí velikosti ET (zálisu) disku. Zális je volen 45 mm, rozteč děr je předepsána na 112 mm, kde průměr těchto děr je volen 15 mm z důvodu použití utahovacích šroubů M14. Předepsaný průměr středového otvoru je 57,1 mm a vnější průměr středu kola je volen stejný jako průměr dosedací plochy náboje a to 140 mm. Jediná čistě zvolená konstrukční záležitost jsou rozměry odlehčovacích otvorů na vnitřní straně středu kol viditelné na následujícím **obrázku 4.38** vlevo, při konstrukci těchto otvorů se vycházelo z inspirace od různých výrobců litých kol. Z přední strany disku je u středového otvoru (**obr. 4.38** vpravo) zkonstruováno prohloubení pro možnost zaslepení středového otvoru zátkou.



Obr. 4.38: Konstrukční návrh středu disku

Nyní se dostáváme ke konstrukci paprsků litého kola, kde nejsme nějak omezeni předpisy, pouze musíme dbát na možnou vyrobiteľnosť daného disku a na požadovanou pevnost výsledného modelu. Zde dostáváme volnou ruku pro návrh designu paprsků.

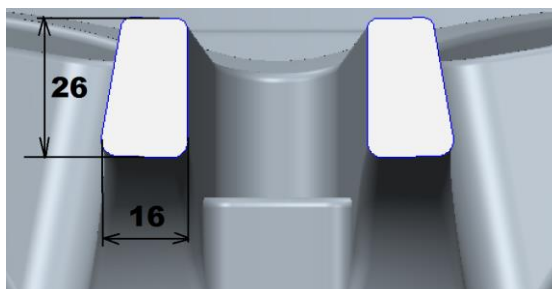
Náš konstrukční návrh disku se skládá z deseti paprsků, přesněji z pěti dvojpraprsků (**obr. 4.39** a **obr. 4.42**).



Obr. 4.39: Konstrukčního návrhu kompletního disku

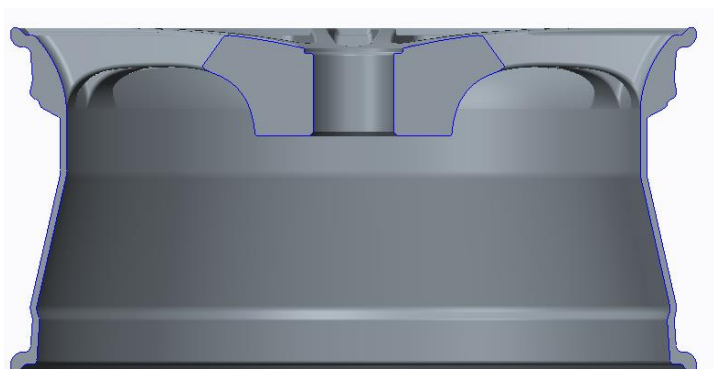


Průřez těchto paprsků není všude konstantní, neustále se mění. Pro představu tvaru je zde naznačen řez těmito paprsky (**obr. 4.40**), naznačený řez je proveden v nejmenším průřezu paprsku.



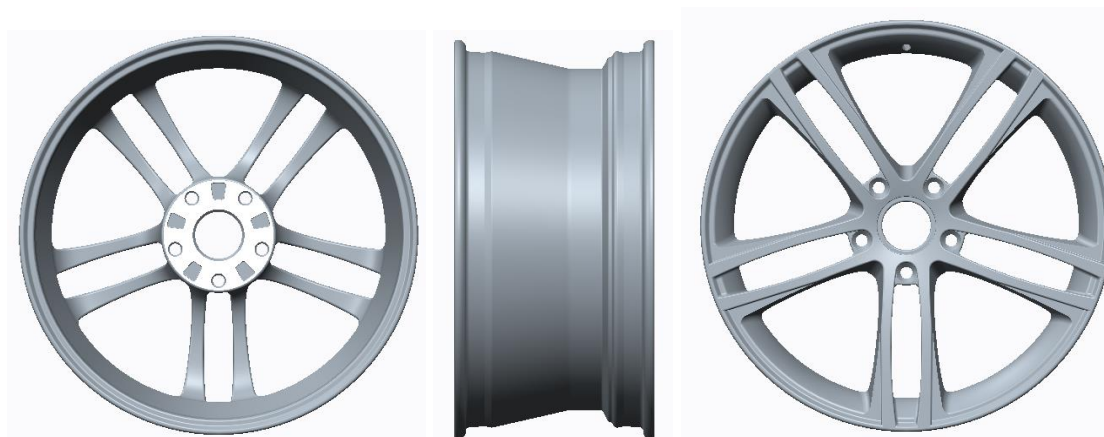
Obr. 4. 40: Průřez paprsků disku

Z detailního zobrazení konstrukčního návrhu disku v řezu **obr. 4.41** je vidět mněnicí se průřez paprsků při pohledu z boku disku. Přestup z ráfku na paprsek a z paprsku na střed kola je volen plynulým přestupem pomocí velkých rádiusů, čímž se snažíme předejít velké koncentraci napětí právě v těchto místech, kde toto napětí předpokládáme nejvyšší.



Obr. 4.41: Detailní zobrazení konstrukčního návrhu disku v řezu

Celková konstrukce je zvolena poměrně robustní z důvodu neznalosti a nedostatku zkušeností v konstrukci disku. Pomocí pevnostní analýzy budeme moci získat představu o velikosti napětí vyskytující se v disku a díky této analýze budeme moci provést možnou optimalizaci konstrukčního návrhu k dosažení nižší hmotnosti a vyšší pevnosti.



Obr. 4. 42: Konstrukční návrhu disku v různých pohledech



5 ANALÝZA NAPJATOSTÍ POMOCÍ MKP

Pro analýzu napjatosti byl zvolen výpočtový software ANSYS Workbench 14.0 školní verze pro nekomerční užívání.

Výpočtový software ANSYS je založen na řešení numerického modelu metodou konečných prvků. Výsledkem výpočtu řešené úlohy je v našem případě průběh napětí a celková deformace.

Program ANSYS Workbench byl pro výpočet vybrán z důvodu dobré přehlednosti a jednoduché změny vstupních parametrů. Z výsledků napjatosti v modelu můžeme jednoduše optimalizovat součást na ideální tvar, tak abychom zajistili únosnost při maximálním zatížení a zároveň určili málo namáhaná místa, kde jsme schopni odebrat materiál vedoucí ke snížení hmotnosti modelu.

Důležitým faktorem při analýze napjatosti disku je koncentrace napětí neboli maximální hodnota redukovaného napětí. Přestože je disk při různých jízdních stavech únavově namáhán, budeme hodnotit i maximální zatížení pro statické posouzení dle koeficientu bezpečnosti (49). Výsledkem analýz jsou isoplochy redukovaného napětí dle podmínky von – Mises.

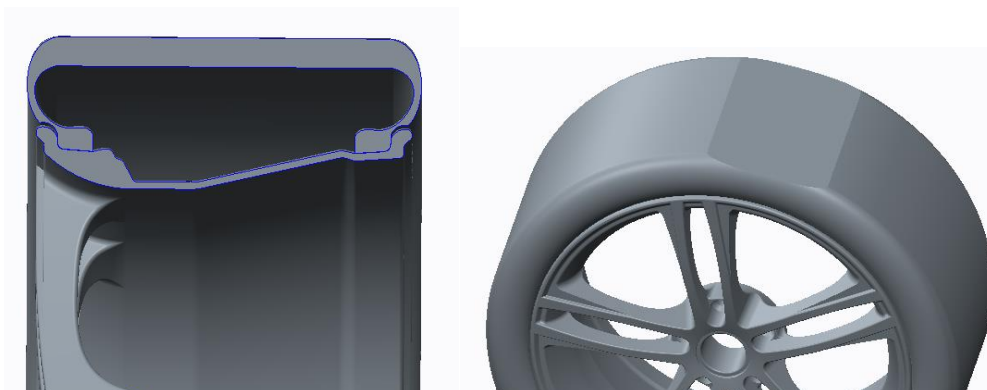
$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{redMax}} \quad (49)$$

kde σ_k	MPa	je mez kluzu materiálu, v našem případě ($R_{p0,2}$)
σ_{redMax}	MPa	maximální redukované napětí, které nastalo při zvolené podmínce.
k_k	-	koeficient bezpečnosti

„Redukované napětí σ_{red} jsou stanovena v soulase s kritérii definující pevnost elementu materiálu při kombinovaném namáhání. Redukované napětí σ_{red} je v podstatě jednoosá tahová napjatost elementu materiálu, který odpovídá pevnostně témuž elementu při kombinovaném namáhání. Existuje několik teorií např. teorie maximálního poměrného prodloužení (Saint – Venant), ale v našem případě vycházíme z teorie potenciální energie na změnu tvaru von-Mises stress.“, neboť tato teorie je vhodná pro výpočet houževnatých materiálů jako je ocel nebo v našem případě slitina hliníku AlSi7Mg0,3. [24]

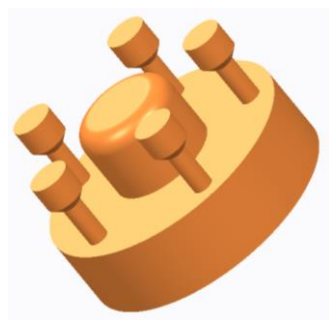
5.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO MKP VÝPOČET

Pro získání věrohodných výsledků z MKP je zapotřebí co nejlépe nadefinovat reálné provozní stavy, kterými je součást namáhána. V našem případě se jedná o krouticí moment od motoru vozidla, normálové síly od zatížení vozidla, boční síly při zatáčení a přejezdu nerovností a podélné síly od brzdění či akceleraace. Jelikož tyto síly působí na pneumatiku automobilu je zapotřebí přenést tyto síly na samotný disk. Abychom co nejpřesněji převedli síly z pneumatiky na ráfek je zapotřebí tuto pneumatiku zkonstruovat a přidat jí určité vlastnosti. Námi zkonstruovaná pneumatika (**obr. 5.43**) má určitý tvar napodobující pneumatiku při jízdě vozidla, kde v místě styku kola s vozovkou pneumatika zaujímá tvar připomínající obdélník, stejně jak v reálném případě. Na tuto stykovou plochu budou působit zatěžující síly. V našem případě neuvažujeme napětí ani deformace v pneumatice, slouží nám pouze k přenesení sil na ráfek disku.



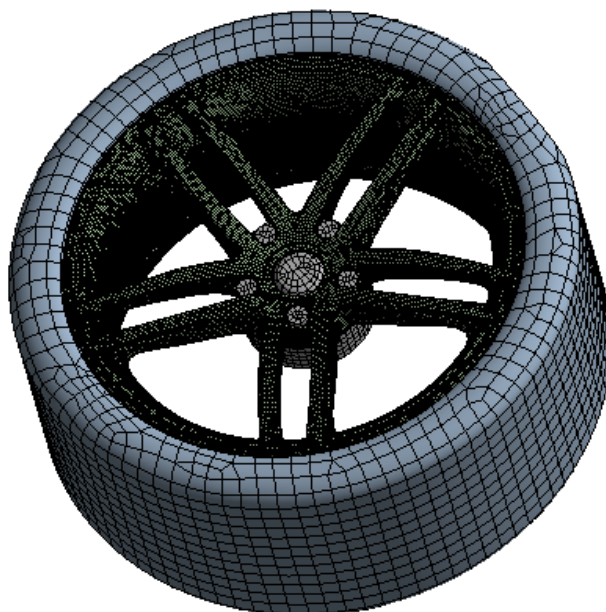
Obr. 5.43: Návrh pneumatiky pro přesnější simulaci výsledků výpočtu

Abychom co nejpřesněji nadefinovali upevnění disku na nápravu vozidla, použijeme zjednodušený model náboje vozidlové nápravy společně se šrouby. Tento náboj se šrouby tvoří jedno těleso (**obr. 5.44** vlevo). Tudíž kompletní sestava pro výpočet se skládá ze tří částí, a to pneumatiky, náboje se šrouby a samotného disku (**obr. 5.44** vpravo).



Obr. 5.44: Zjednodušený návrh náboje se šrouby a kompletní sestava pro výpočet

Pro MKP výpočet je zapotřebí vytvořit výpočtovou síť na našem modelu kola. Síť pro model disku byla zvolena hexa-dominant a velikost prvků vzhledem k velikosti modelu 3mm. Pro model pneumatiky byla zvolena velikost prvků 20 mm a 8 mm pro model náboje (**obr 5.45**).



Obr. 5.45: Vysíťovaný model kola pro MKP výpočet



5.2 UCHYCENÍ MODELU A ZPŮSOB ZATÍŽENÍ

Pro uskutečnění analýzy napjatostí je nejprve importován námi vytvořený model sestavy ve formátu STEP, který byl vyexportován z CAD systému Creo Parametric2.0 do programu ANSYS Workbench.

Nyní se budeme pohybovat pouze v programu Ansys Workbench. Jako první krok byla zvolena analýza Static Structural. Pro začátek práce a jakoukoliv další činnost je potřeba nadefinovat si vlastnosti materiálů, které budou později přiřazeny jednotlivým modelům sestavy. Systém ANSYS nabízí knihovnu základních materiálů, kde z této knihovny byla pro náš případ využita ocel, která bude přiřazena modelu náboje kola a pro pneumatiku guma s upravenými vlastnostmi materiálu odpovídající pneumatice. Materiál pro disk byl samostatně nadefinován podle použité slitiny AlSi7Mg0,3. Vlastnosti této slitiny jsou vypsané v **tab. 6**.

Tab. 6: Materiálové vlastnosti slitiny AlSi7Mg0,3

veličina	označení	hodnota
mez kluzu	R_e	180MPa
mez pevnosti	R_m	250MPa
mez únavy v tahu	σ_{CT}	90MPa
mez únavy v ohybu	σ_{CO}	136MPa
hustota materiálu	ρ	2680kg/m ³
Younguv modul	E	75GPa

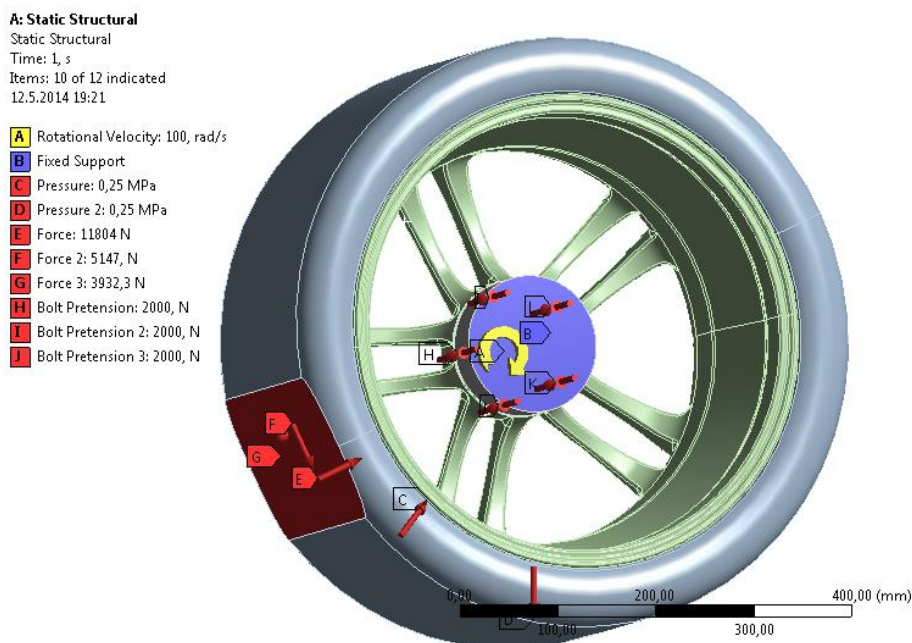
K požadovanému přenesení sil z pneumatiky na ráfek je zapotřebí vytvořit stykové vazby mezi diskem a pneumatikou. Pro tento případ byla použita vazba Bonded, v překladu slepený, to znamená, že se tělesa vůči sobě nepohybují a chovají se jako jedno těleso, což ve skutečnosti není reálné, ale v našem případě k převedení síly z pneumatiky na ráfek je tato vazba postačující. Stejná vazba Bonded je použita ve styku šroubů s diskem a ve styku náboje s dosedací plochou ráfku na náboj. Náboj je uvažován jako vetknutý a je uchycen přes modrou plochu (**obr. 5.46**) pomocí vazby Fixed Support.

Co se týče zatížení kola (**obr. 5.48**), tak nejprve byl nadefinován tlak v pneumatice, který působí na vnitřní plochy pneumatiky a ráfku, velikost tlaku byl zvolena na 0,25 MPa. Jelikož se kolo otáčí a je zatíženo i vlastní hmotností při působení odstředivé síly, tak uvažujeme, že se celá sestava kola otáčí kolem své osy rychlostí 100 Rad/s, což odpovídá rychlosti vozidla přibližně 160 km/h.

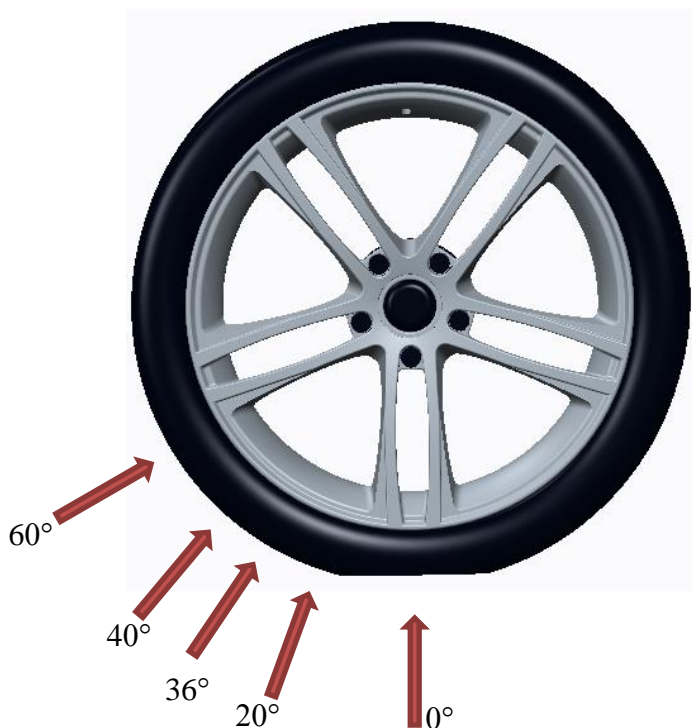
Disk kola je připevněn k náboji pomocí šroubů, aby byla vazba mezi diskem a nábojem co nejpřesnější, měli bychom nadefinovat předpětí těchto šroubů. V našem případě zvolíme předpětí velice malé, přesněji 2000 N, aby se disk při zatěžování nijak nepohyboval. Ve skutečnosti jsou šrouby předepjaté až na sílu 22 000 N, ale to by způsobilo zkreslení výsledků v analýze napjatostí, neboť největší napětí by vycházelo právě od tlaku šroubů v místě styku hlavy šroubu a disku. Jelikož střed kola je použit stejný jako u jiných dnes používaných litých kol, není třeba napětí v tomto místě kontrolovat, měli bychom se zaměřit spíše na průběh napětí v námi navrhnutých částech, jakožto paprsky a ráfek disku.

Poslední nadefinované zatížení kola je způsobeno od sil působících v jednotlivých jízdních stavech vozidla. Tyto síly působí na kolo v místě styku pneumatiky s vozovkou. Jejich velikosti budeme definovat podle právě kontrolovaného jízdního stavu.

Jelikož síly nepůsobí stále na jedno místo kola, tak budou prováděny analýzy pro různé natočení kola (**obr. 5.47**). Tímto postupem zjistíme při jakém jízdním stavu a jakém natočení kola dochází v disku k maximálnímu redukovanému napětí. Jelikož jsou všechna žebra stejná a mají stejný rozestup, budeme řešit jen úsek mezi dvěma paprsky. Tento úsek byl rozdělen na pět částí podle **obr. 5.47**, nejprve byla provedena analýza pro síly působící přímo pod paprskem (0°), poté přesně mezi paprsky (36°) a dále pro natočení o úhel 20° , 40° a 60° .



Obr. 5.46: Způsob zatížení v programu Ansys



Obr. 5.47: Způsob zatěžování kola pro různá natočení

**A: Static Structural**

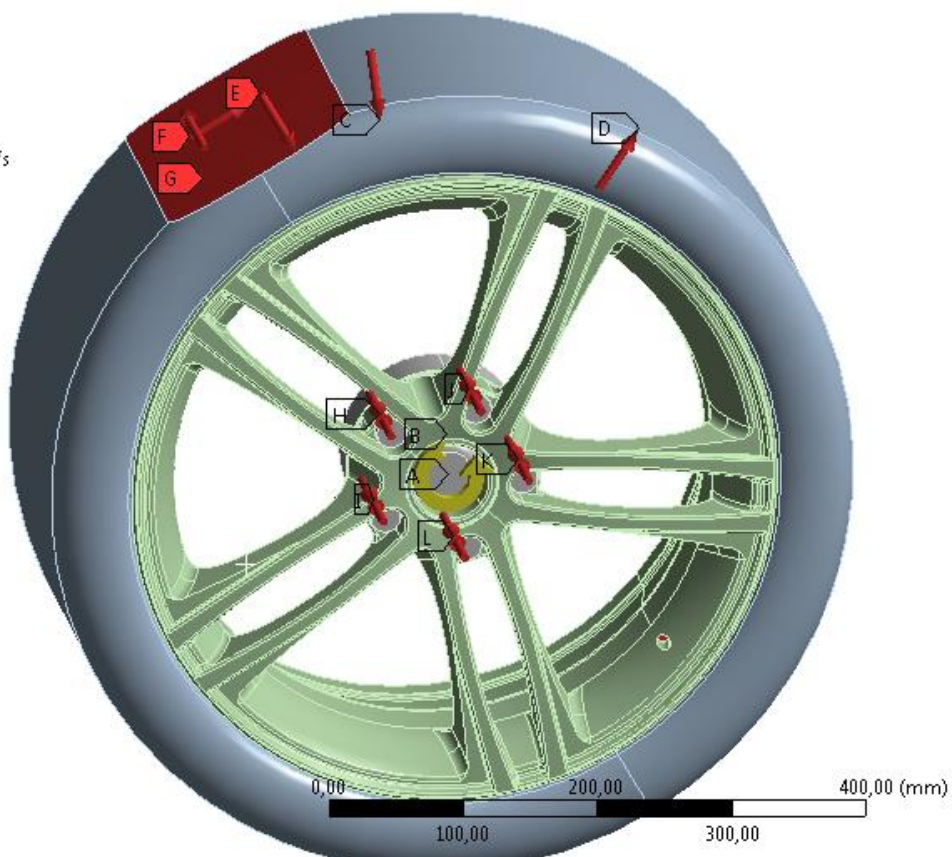
Static Structural

Time: 1, s

Items: 10 of 12 indicated

12.5.2014 19:21

- A** Rotational Velocity: 100, rad/s
- B** Fixed Support
- C** Pressure: 0,25 MPa
- D** Pressure 2: 0,25 MPa
- E** Force: 11804 N
- F** Force 2: 5147, N
- G** Force 3: 3932,3 N
- H** Bolt Pretension: 2000, N
- I** Bolt Pretension 2: 2000, N
- J** Bolt Pretension 3: 2000, N



Obr. 5.48: Způsob zatížení kola v programu Ansys

5.3 ANALÝZA NAPJATOSTI DISKU

Z analýz napjatostí bylo zjištěno, že k největším napětí dochází při jízdním stavu „vozovka s výmoly“ při působení sil u kola natočeného o úhel 20° a to v místě nejmenšího průřezu paprsku. Při porovnání výsledků s mezí kluzu materiálu, disk vyhovuje v každém případě zatížení. V našem případě musíme uvažovat bezpečnost pro jízdní stavy „vozovka výmoly“ a „přímá jízda“ vůči mezi únavy materiálu, neboť se jedná o cyklické namáhání kola. V tomto případě je velikost napětí vzniklá při těchto jízdních stavech větší, a proto musíme podstoupit konstrukční úpravu námi navrhnutého disku.

Nyní však vidíme kde dochází ke koncentraci napětí a kde je napětí téměř nulové, čehož můžeme využít při konstrukční úpravě disku a tato místa zoptimalizovat.

**A: Static Structural**

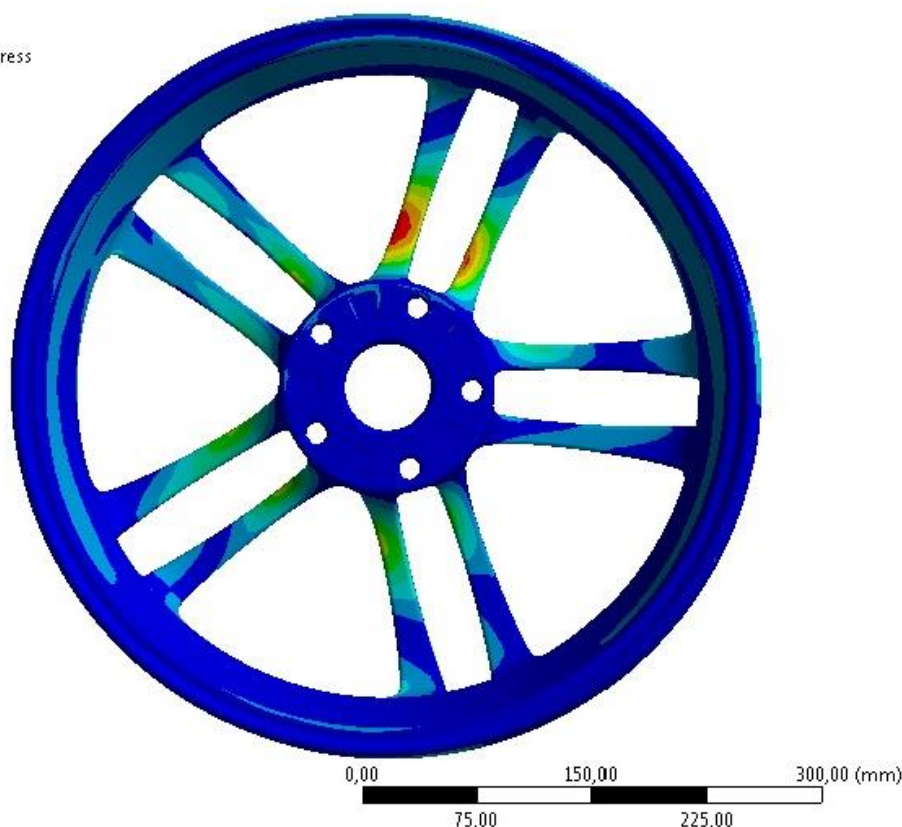
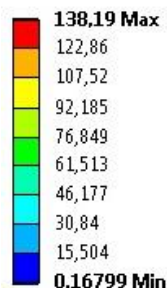
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 22:50



Obr. 5.49: Výsledek analýzy napjatostí disku pro jízdní stav „vozovka s výmoly“

Na **obr 5.49** je zobrazen výsledek analýzy napjatostí pro jízdní stav vozovka s výmoly, u kterého dochází k největší hodnotě redukovaného napětí ze všech stavů. Výsledky jednotlivých analýz pro ostatní jízdní stavy jsou zobrazeny v příloze na konci této práce, avšak hodnoty maximálních redukovaných napětí jsou zobrazeny v **tab. 7**.

Tab. 7: výsledné hodnoty analýzy napjatostí pro konstrukční návrh v jednotlivých jízdních stavech

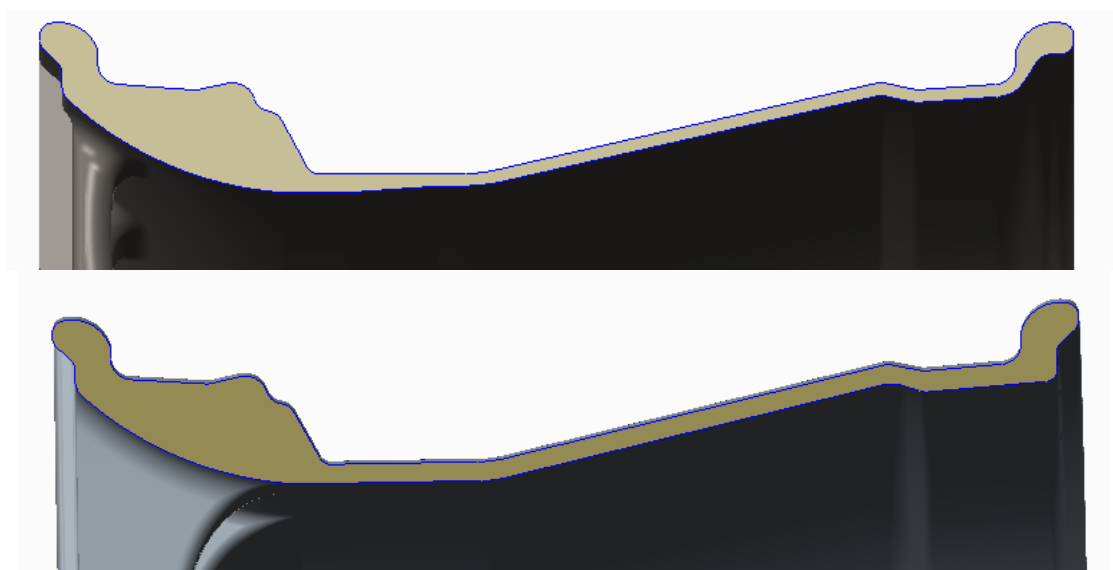
Jízdní stav	σ_{redMax} [MPa]	Bezpečnost k vůči R_{p02}	hmotnost [kg]
Přímá jízda	82,1	2,19	11,728
Prudké brzdění	86,9	2,07	
Prudká akcelerace	56,8	3,17	
Maximální spodní ráz	133,5	1,35	
Maximální boční ráz	119,3	1,51	
Vozovka s výmoly	138,2	1,30	



6 PRVNÍ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA DISKU

Analýzou napjatostí bylo zobrazeno rozložení napětí na disku, z výsledků je zřejmé, že k největší koncentraci napětí dochází v místě nejmenšího průřezu paprsků a naopak, k nejmenší koncentraci napětí dochází v oblasti náboje a ráfku. Při konstrukční úpravě se budeme snažit optimalizovat disk k získání menších napětí v kritických místech a nejméně namáhaná místa odlehčit.

U návrhu disku byl použit ráfek o nejmenší velikosti stěny 7mm, což se ukázalo být zbytečně předdimenzované. Tvar ráfku bude ponechán stejný, až na změnu právě tloušťky stěny, kterou snížíme na 3,5 mm v nejmenším průřezu (**obr 5.50**) Touto změnou dosáhneme značného snížení celkové hmotnosti disku.



Obr. 5.50: Konstrukční úprava ráfku (nahore po úpravě, dole před úpravou)

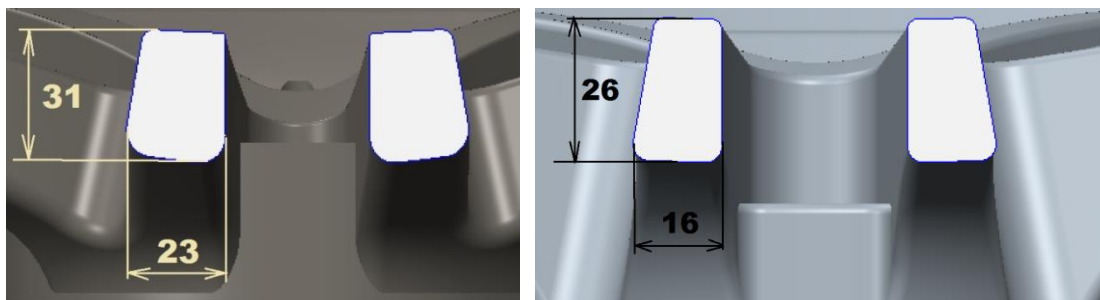
Dalším zmiňovaným místem kde nedochází k vysokému napětí, je střed kola. Jeho rozměry jsou předepsané a nelze je z velké části měnit. Odlehčení jsme však dosáhli zvětšením odlehčovacích otvorů a snížením hloubky středu kola, které můžeme na první pohled vidět na **obr. 5.51**., kde jsme celý náboj ponořili více ke středu disku, avšak zális zůstal stejný. S touto úpravou se změnil i tvar paprsků, které jsou více zahnuté směrem dolů. Ve výsledku jsou paprsky i střed kola více ponořené v kole.



Obr. 5.51: Porovnání konstrukce disku v řezu (vlevo po úpravě, vpravo před úpravou)



Při první konstrukční úpravě, jak již bylo zmíněno, se změnil i tvar paprsku, nejen že směřuje více dolů a je celkově více zahnut, ale zvětšil se i jeho průřez. Z analýzy napjatostí se ukázalo, že největší nárůst napětí je právě v nejmenším průřezu paprsku, na které jsme reagovali zvětšením průřezu (**obr 5.52**) a tím celkového zesílení pro dosažení nižších napětí v kritickém místě. Naopak v místě kde paprsek přechází v ráfek se ukázalo nižší napětí, tudíž si v těchto místech můžeme dovolit materiál odebrat.



Obr. 5.52: Konstrukční úprava průřezu paprsku (vlevo po úpravě, vpravo před úpravou)

Disk po první konstrukční úpravě je k vidění na **obr. 5.53**, disk je na obrázku v několika pohledech, můžeme si všimnout mírného zesílení žeber oproti konstrukci předchozí a naopak oslabení v místě přechodu paprsku na ráfek. Jako poslední změna bylo zvětšení odlehčovacích otvorů mezi otvory pro šrouby (**obr. 5.53** vpravo), neboť v těchto místech je velikost napětí velmi malá a touto změnou ušetříme materiál i hmotnost.

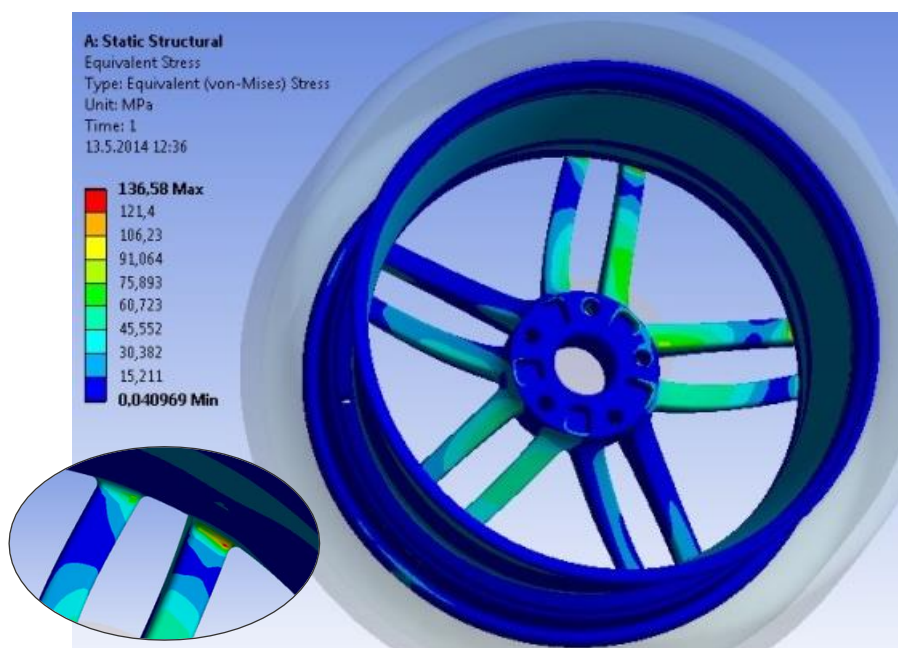


Obr. 5.53: Detailní zobrazení 1. konstrukční úpravy disku

První konstrukční úpravou se ušetřilo oproti předchozímu konstrukčnímu návrhu disku 1,78kg, to odpovídá snížení hmotnosti přibližně o 15%.

6.1 ANALÝZA NAPJATOSTI DISKU (PRVNÍ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA)

Analýza napjatostí ukázala, že konstrukční úpravou bylo výrazně sníženo redukované napětí v paprscích, kde nám dosahovalo velikostí nad 100 MPa, a nyní se pohybujeme pod hodnotou 75 MPa. Naneštěstí se nám kritické místo posunulo na konec těchto paprsků, a to do místa přechodu z paprsku na ráfek, kde došlo při konstrukční úpravě k odebrání materiálu a ke zmenšení zaoblení mezi ráfkem a diskem. To nám způsobilo příliš velkou koncentraci napětí právě v tomto místě (**obr. 5.54**). Z výsledků analýzy je zřejmé, že je zapotřebí podstoupit další konstrukční úpravu disku.



Obr. 5.54: Výsledky analýzy napjatostí 1. konstrukční úpravy pro jízdní stav „vozovka s výmoly“

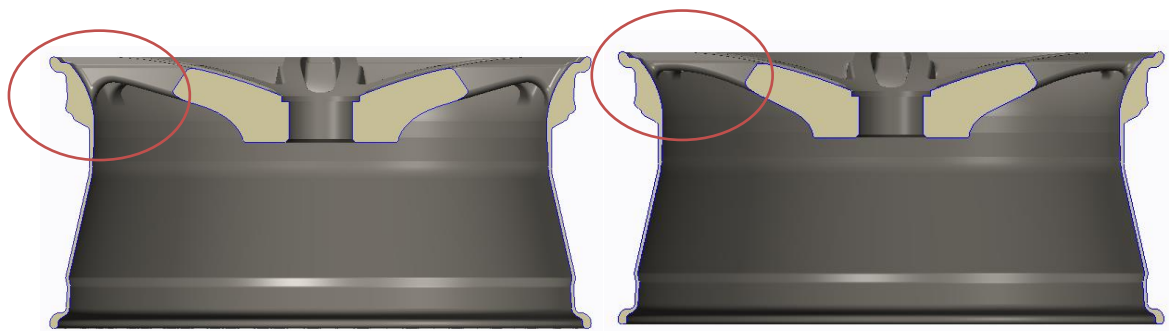
V **tab. 8** jsou pro přehlednost opět vypsány hodnoty maximálních redukovaných napětí pro jednotlivé jízdní stavy a hodnoty bezpečností v porovnání s mezí kluzu materiálu. Výsledky z programu ANSYS jsou opět k vidění v příloze na konci dokumentu.

Tab. 8: výsledné hodnoty analýzy napjatostí v jednotlivých jízdních stavech (první konstrukční úprava)

Jízdní stav	σ_{redMax} [MPa]	Bezpečnost k vůči R_{p02}	hmotnost [kg]
Přímá jízda	70,6	2,55	9,933
Prudké brzdění	80,92	2,22	
Prudká akcelerace	74,61	2,41	
Maximální spodní ráz	101,26	1,78	
Maximální boční ráz	113,43	1,59	
Vozovka s výmoly	136,58	1,32	

7 DRUHÁ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA DISKU

Po první konstrukční úpravě napětí na disku dosahuje příznivějších hodnot, ale vzhledem k tomu, že disk je součástí, která je namáhána cyklicky je zapotřebí snížit maximální napětí při jízdách stavech „vozovka s výmoly“ a „přímá jízda“, které jsou uvažovány pro výpočet únavového namáhání pod hodnotu meze únavy. Z toho důvodu jsem nucen udělat opět konstrukční úpravu v kritických místech disku, což je spoj paprsku s ráfkem. V tomto místě bude přidán materiál a zvětšen rádius. Konstrukční změna je viditelná na **obr. 5.55**.



Obr. 5.55: Porovnání konstrukce disku v řezu (vlevo po úpravě, vpravo před úpravou)

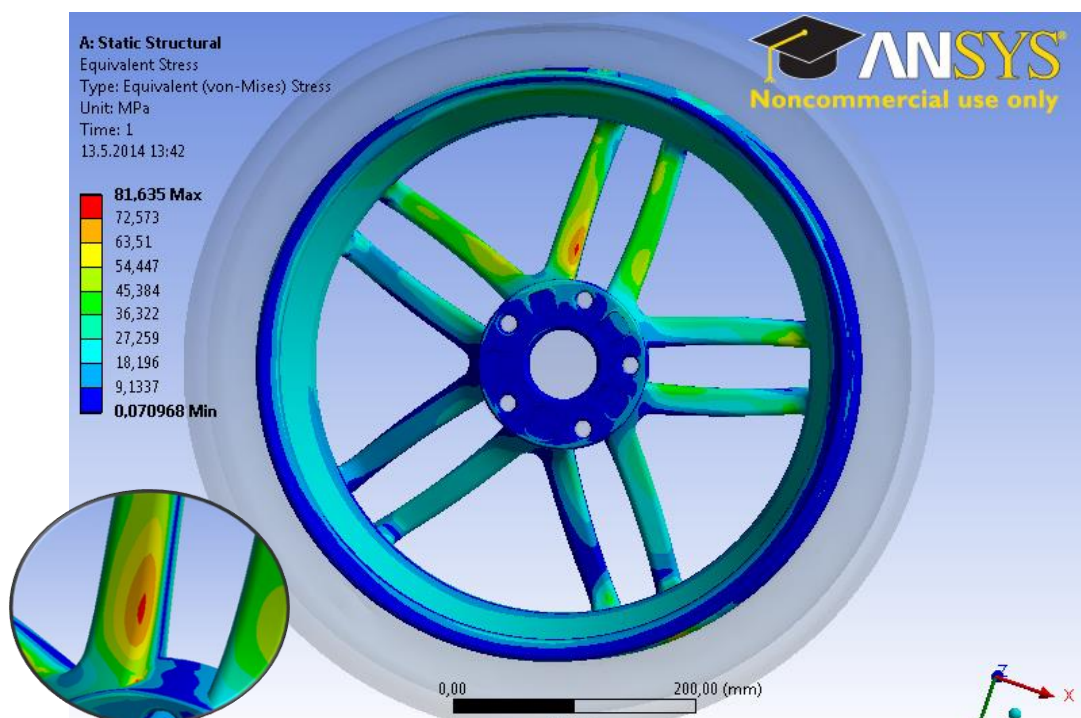
Při této konstrukční změně dochází k mírnému nárůstu hmotnosti, ale s tím předpokladem, že dosáhneme nižšího maximálního napětí. Konstrukční návrh v několika pohledech je vyobrazen na **obr. 5.56**.



Obr. 5.56: Detailní zobrazení 2. konstrukční úpravy disku

7.1 ANALÝZA NAPJATOSTI DRUHÉ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Tato analýza nám ukázala, že druhou konstrukční úpravou bylo eliminováno maximální redukované napětí v disku na hodnotu 82 MPa (**obr. 5.57**) a to při jízdě stavu „maximální spodní ráz“, to je velmi pozitivní změna v porovnání s předchozími návrhy.



Obr. 5. 57: Výsledky analýzy napjatosti 2. konstrukční úpravy pro jízdě stav „maximální spodní ráz“

Při jednotlivých jízdě stavech dochází k poměrně nízkému napětí, není tedy třeba již dále provádět konstrukční úpravy. Tento konstrukční návrh předpokládáme za konečný a dostačující, musíme však provést únavovou analýzu návrhu disku, která nám tento předpoklad potvrdí.

Průběh redukovaného napětí v disku u ostatních jízdě stavů jsou uvedeny v příloze a hodnoty maximálních redukovaných napětí v **tab. 9**.

Tab. 9: výsledné hodnoty analýzy napjatosti (druhá konstrukční úprava)

Jízdě stav	σ_{redMax} [MPa]	Bezpečnost k vůči R_{p02}	hmotnost [kg]
Přímá jízda	51,89	3,47	10,342
Prudké brzdění	52,67	3,42	
Prudká akcelerace	40,78	4,41	
Maximální spodní ráz	81,64	2,20	
Maximální boční ráz	76,89	2,34	
Vozovka s výmoly	55,69	3,23	



7.2 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV DISKU

Konstrukční úpravy modelu disku kola byly podrobeny analýze napjatostí pro různé zatížení odpovídající jednotlivým jízdním stavům vozidla. U prvního konstrukčního návrhu a u první konstrukční úpravy se ukázal jako nejhorší jízdní stav „vozovka s výmoly“, kde hodnota redukovaného napětí dosahovala hodnot 138 a 136 MPa. U třetí konstrukční úpravy se ukázal jako nejhorší jízdní stav „přejezd nerovnosti“, v našem případě „maximální spodní ráz“ s maximálním redukovaným napětím 82 MPa.

Celkem bylo provedeno několik konstrukčních úprav směřující ke snížení hmotnosti i maximálního redukovaného napětí vyskytujícího se v disku kola. Pro porovnání výsledných napětí jednotlivých konstrukčních úprav jsou vyobrazeny v **tab. 10**.

Tab. 10: Hodnoty analýzy napjatostí prvního návrhu a první a druhé konstrukční úpravy disku

	Jízdní stav	σ_{redMAX} [MPa]	Bezpečnost k vůči R_{p02}	Hmotnost [kg]
konstrukční návrh	Přímá jízda	82,1	2,19	11,728
	Prudké brzdění	86,9	2,07	
	Prudká akcelerace	56,8	3,17	
	Maximální spodní ráz	133,5	1,35	
	Maximální boční ráz	119,3	1,51	
	Vozovka s výmoly	138,2	1,3	
1. konstrukční úprava	Přímá jízda	70,6	2,55	9,933
	Prudké brzdění	80,92	2,22	
	Prudká akcelerace	74,61	2,41	
	Maximální spodní ráz	101,26	1,78	
	Maximální boční ráz	113,43	1,59	
	Vozovka s výmoly	136,58	1,32	
2. konstrukční úprava	Přímá jízda	51,89	3,47	10,342
	Prudké brzdění	52,67	3,42	
	Prudká akcelerace	40,78	4,41	
	Maximální spodní ráz	81,64	2,2	
	Maximální boční ráz	76,89	2,34	
	Vozovka s výmoly	55,69	3,23	

Z výsledků uvedených v **tab. 10** vyplývá, že konstrukční návrh i všechny konstrukční úpravy vyhovují podrobené analýze vzhledem k mezi kluzu materiálu. Co se týče hmotnosti, tak po první konstrukční úpravě došlo k velkému snížení, přibližně o 1,8 kg, ale maximální redukované napětí v disku se nijak výrazně nezmenšilo, z toho důvodu byla provedena druhá konstrukční úprava, u které došlo k mírnému zvýšení hmotnosti, ale také k výraznému snížení maximálních redukovaných napětí, což bude mít velmi příznivý vliv na výsledky únavové analýzy.



8 ÚNAVOVÁ ANALÝZA

Únavu materiálu lze definovat jako proces změn stavu a vlastností materiálu, které jsou vyvolány cyklickým namáháním. Amplituda napětí, při které již nedojde k lomu materiálu ani při vysokém počtu cyklů, se nazývá mez únavy σ_C .

Disk automobilu je v provozu vystaven zcela náhodnému průběhu zatěžování. Tento průběh zatížení je velmi obtížné namodelovat, proto se snažíme o zjednodušení, a to nahrazení složitého průběhu cyklickým zatížením. Cyklické zatěžování má v čase sinusový průběh a mění svou hodnotu periodicky od maxima do minima. Pro posouzení únavového namáhání potřebujeme získat hodnoty horního a středního napětí harmonického střídavého cyklu, které by způsobily ekvivalentní namáhání jako u skutečného zatížení.

Abychom mohli provést únavovou kontrolu, provedeme určitá zjednodušení. Pro výpočet únavového namáhání budeme uvažovat pouze jízdní stav „jízda po vozovce s výmoly“, neboť při tomto jízdním stavu dochází k většímu redukovanému napětí než při stavu „přímá jízda“. Jako horní napětí budeme uvažovat maximální redukované napětí převzaté z analýzy napjatosti pro tento jízdní stav.

8.1 ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI METODOU LSA

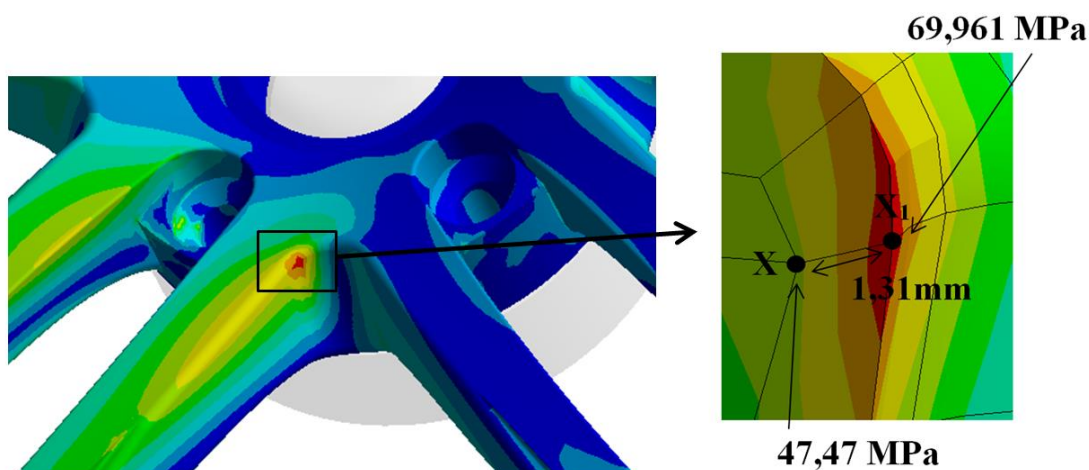
Tato metoda slouží k přibližnému výpočtu únavové životnosti s využitím metody konečných prvků (dále jen MKP) na základě skutečných elastických MKP-napětí, které jsou odečteny z MKP modelu řešeného při analýze napjatosti.

Jako vstupní hodnoty pro výpočet únavové životnosti byly použity materiálové charakteristiky použitého materiálu (AlSi7Mg0,3) a velikosti zatížení podle silových účinků pro jízdní stav „vozovka s výmoly“, který se ukázal jako nejrizikovější z jízdních stavů pro řešení únavové životnosti. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou zobrazeny v **tab. 11**.

Tab. 11: Vstupní hodnoty pro výpočet únavové životnosti

veličina	označení	hodnota
mez kluzu	R_e	180MPa
mez pevnosti	R_m	250MPa
mez únavy vtahu	σ_{CT}	90MPa
mez únavy v ohybu	σ_{CO}	136MPa
vliv velikosti	η_σ	0,89
pravděpodobnost přežití	U_σ	0,897
průměr zkoušeného vzorku	d_{VZ}	7,5mm

Následující postup výpočtu vychází z podkladů [30], a to z přednášek předmětu Výpočtové modely vyučované na VUT v Brně.



Obr. 8.58: Výběr nodů pro vyhodnocení poměrného gradientu

Jako první si určíme poměrný gradient, korekční součinitel a poměr β/α

Poměrný gradient (vycházející z **obr. 8.58**):

$$X_R = \frac{1}{\sigma_{X1}} \left(\frac{\sigma_{X1} - \sigma_X}{|\overline{XX1}|} \right) = \frac{1}{69,96} \left(\frac{69,96 - 47,47}{1,31} \right) = 0,2454 \text{ mm}^{-1} \quad (50)$$

kde σ_{X1} a σ_X jsou redukovaná napětí v příslušných nodech.

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cO}}{\sigma_{cT}} - 1}{\frac{2}{d_{VZ}}} X_R = 1 + \frac{\frac{136}{90} - 1}{\frac{2}{7,5}} 0,2454 = 1,4704 \quad (51)$$

kde σ_{cO} MPa - mez únavy v ohybu

σ_{cT} MPa - mez únavy v tahu

d_{VZ} mm - průměr zk. vzorku

X_R mm⁻¹ - poměrný gradient

Poměr β/α :

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{X_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)} = 1 + \sqrt{0,2454} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{180}{810}\right)} = 1,1327 \quad (52)$$

kde X_R mm⁻¹ - poměrný gradient

R_e MPa - mez kluzu materiálu



Tab. 12: maximální a minimální hodnoty napětí v kriticky namáhaném místě disku

Maximální ekvivalentní napětí v kritickém místě			Minimální ekvivalentní napětí v kritickém místě		
veličina	označení	hodnota	veličina	označení	hodnota
redukované napětí	σ_{VMa}	69,961	redukované napětí	σ_{VMb}	5,32
první hlavní napětí	σ_{1a}	72,485	první hlavní napětí	σ_{1b}	5,46
třetí hlavní napětí	σ_{3a}	51,88	třetí hlavní napětí	σ_{3b}	-0,04

Stanovení amplitudy a střední hodnoty ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1a}) \cdot \sigma_{VMa} = \text{sign}(72,485) \cdot 69,961 = 69,961 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1b}) \cdot \sigma_{VMb} = \text{sign}(5,46) \cdot 5,32 = 5,32 \text{ MPa} \quad (54)$$

kde σ_{emax} a σ_{emin} jsou extrémní hodnoty redukovaného napětí pro kritické místo na disku. To znamená, že během otáčení kola při daném zátěžném stavu se hodnota redukovaného napětí pohybuje v tomto rozmezí extrémních napětí. Z těchto hodnot nyní jednoduše stanovíme amplitudu a střední hodnotu napětí.

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} = \frac{69,961 - 5,32}{2} = 32,32 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} = \frac{69,961 + 5,32}{2} = 37,64 \text{ MPa} \quad (56)$$

kde σ_{ea} MPa je amplituda napětí
 σ_{em} MPa je střední hodnota napětí

Součinitel únavové bezpečnosti:

$$\frac{1}{k_u} = \frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{CT} \cdot \eta_{\sigma} \cdot v_{\sigma} \cdot f_g} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} = 1,1327 \frac{32,32}{90 \cdot 0,89 \cdot 0,897 \cdot 1,4704} + \frac{37,64}{250} = 0,493 \quad (57)$$

$$\Rightarrow k_u = 2,027 \quad (57)$$

Z vypočteného výsledku součinitele únavové bezpečnosti nám vychází, že náš konstrukční návrh vyhovuje a splňuje naše požadavky na trvalou pevnost, tudíž s velkou pravděpodobností nedojde k materiálové únavě vlivem cyklického namáhání během provozu vozidla.

Výsledky této únavové analýzy musíme brát s mírnou rezervou, neboť zde provádíme mnoho zjednodušení. Pro provedení důsledné kontroly únavového namáhání je třeba získat dostatečné informace o průběhu zatěžování. Kromě měření během jízdních zkoušek se nabízí možnost provést ještě simulaci zatěžování v programu FEMFAT a pomocí tohoto softwaru vyhodnotit simulované napětí v součásti. Kontrola na základě těchto dat by již mnohem více odpovídala reálnému namáhání disku během jízdy vozidla.



ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce bylo vytvořit konstrukční návrh disku kola daných parametrů pro osobní automobil Škoda Octavia II 2.0TDI RS. Snahou v rešeršní části této diplomové práce bylo nastínit možná konstrukční řešení vozidlových kol a problematiku týkající se disků kol obecně.

Jedním z úkolů bylo zjistit působení silových účinků na kolo automobilu, na základě kterých měl být disk kola navrhnut. Analýzou silových účinků rozumíme zjištění velikosti sílového působení na kolo automobilu v místě styku pneumatiky s vozovkou, a to během několika jízdních stavů (přímá jízda, vozovka s výmoly, maximální spodní a boční ráz, prudké zrychlení a brzdění). Silové působení na kolo automobilu bylo využito pro následné zatížení disku při výpočtu napěťové analýzy. Pro kontrolu časové pevnosti (analýza napjatostí) byly využity všechny jízdní stavy, avšak pro trvalou pevnost (únavová analýza) byl použit pouze jízdní stav vozovka s výmoly, který je vystavován cyklickému namáhání.

Z poznatků získaných v rešeršní části diplomové práce je v dnešní době nejvhodnější použití paprskových kol z lehkých slitin, a to z několika důvodů, jedním z nich je nízká hmotnost, velká pevnost a z hlediska marketingu možnost designu. Z toho důvodu byl proveden konstrukční návrh paprskového disku z lehkých slitin, přesněji ze slitiny AlSi7Mg0,3. Jedná se o vlastní konstrukční návrh inspirovaný běžně prodávanými disky.

Vytvořené 3D modely návrhu kola v CAD modeláři Creo Parametric 2.0 známém jako Pro/Engineer byly importovány do programu ANSYS Workbench 14, ve kterém byla pro náš konkrétní návrh provedena analýza napjatostí. Model kola byl zatížen silovými účinky působícími v jednotlivých jízdních stavech uvedených výše. Z analýzy napjatostí byla získána redukovaná napětí, která určila kritická a naopak předdimenzovaná místa. Získané hodnoty byly využity při konstrukční úpravě disku. Cílem této konstrukční úpravy bylo u předdimenzovaných míst materiál ubrat k dosažení nižší hmotnosti a u míst kritických materiál přidat pro získání nižších redukovaných napětí. Pro kontrolu časové pevnosti jsou výsledné hodnoty maximálních redukovaných napětí dostačující a bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu jsou u všech jízdních stavů také vyhovující. Nicméně jízdní stav „vozovka s výmoly“ se uvažuje pro kontrolu trvalé pevnosti (únavové analýzy), která se kontroluje vůči mezím únavy materiálu. V tomto jízdním stavu byly hodnoty redukovaných napětí příliš vysoké, a z toho důvodu je zapotřebí podstoupit konstrukční úpravu.

Po první úpravě bylo docíleno snížení hmotnosti z 11,73 kg na 9,93 kg, to odpovídá velmi příznivé úspoře materiálu, přibližně o 15%. Maximální redukované napětí se však v kritickém místě snížilo, ale na jiném místě došlo opět k jeho koncentraci. Z toho důvodu byla provedena i druhá konstrukční úprava, kterou došlo k mírnému zvýšení hmotnosti na 10,3 kg ale také k výraznému snížení maximálního redukovaného napětí, což bude mít velmi příznivý vliv na únavovou životnost disku kola, která je řešena jako poslední úkol této diplomové práce.

Únavová analýza byla provedena výpočetní metodou LSA. Tato metoda slouží k přibližnému výpočtu únavové životnosti s využitím metody konečných prvků (MKP) na základě skutečných elastických napětí, které byly odečteny z MKP modelu řešeného při analýze napjatostí. Výsledkem tohoto výpočtu je hodnota součinitele únavové bezpečnosti, která vyšla $k_u = 2,027$. Z vypočteného výsledku součinitele únavové bezpečnosti nám vychází, že náš konstrukční návrh vyhovuje a splňuje naše požadavky na trvalou pevnost, tudíž



s velkou pravděpodobností nedojde k materiálové únavě vlivem cyklického namáhání během provozních cyklů.

Na závěr můžeme podotknout, že konstrukční návrh vyhovuje námi stanoveným požadavkům na pevnost. Výsledný model má hmotnost 10,35 kg, což je v porovnání s koly podobných rozměrů velice uspokojivý výsledek.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] The Evolution of the Wheel, An historical retrospective [online], 2012. [cit. 2014-28-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.ohm.org/wheel.html#>>
- [2] History of the Wheel [online], Autoevolution, 2009. [cit. 2014-12-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.autoevolution.com/news/history-of-the-wheel-7334.html>>
- [3] TSW Alloy Wheels [online], 2013. [cit. 2014-13-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.prweb.com/releases/custom-wheels/alloy-wheels/prweb10525051.htm>>
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] DIXON, J.C. *Tires, suspension and handling*. SAE International, Warrendale 1996. ISBN 1-56091-831-4.
- [6] Kola a pneumatiky [online], 2009. [cit. 2014-13-1]. Dostupné z WWW: <http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-09.0_kolaapneumatikyuvod.pdf>
- [7] JAN, Zdenek, ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily I : podvozky*. 1. vydání Brno. Vydavatelství: Avid spol. s r.o. v Brně. 2001. 228 s. ISBN: 978-80-87143-03-2
- [8] Bezpečnostní šrouby a matice [online], 2013. [cit. 2014-22-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.mjauto.cz/bezpecnostni-srouby-pojistne-srouby-a-matice>>
- [9] Kolové šrouby a matice [online], 2014. [cit. 2014-22-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.tuningshop.cz/kolove-srouby-a-matice/>>
- [10] BROŽ, Jiří. Praktická dílna, Autoexpert [online], 2007, říjen - [cit. 2014-23-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.znalec.tym.cz/kola%20a%20pneu.pdf>>
- [11] Technické informace k diskům [online], 2012. [cit. 2014-26-1]. Dostupné z WWW: <<http://www.kotrla.cz/pneuservis/technicke-informace/technicke-info-k-diskum/>>
- [12] KRAJČOVIČ, D. *Design disku osobního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 43 s. Vedoucí bakalářské práce doc. akad. soch. Miroslav Zvonek, Art.D..
- [13] Hliníkový disk [online], poslední aktualizace 25. prosinec 2013 9:13 [cit. 2014-25-1]. Wikipedie. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hliníkový_disk>
- [14] Alu kola INFO [online], 2013. [cit. 2014-26-1]. Dostupné z WWW: <<http://pneu.extralevne-pneu.cz/e5-Alu-kola.html>>
- [15] Juříček, M. *Litá kola nebo plechové disky?* [online], 2008. [cit. 2014-26-1]. Dostupné z WWW: <<http://news.autoroad.cz/zajimavosti/24370-lita-kola-nebo-plechove-disky/>>
- [16] Wire Wheels [online], 2014. [cit. 2014-26-1]. Ultima. Dostupné z WWW: <<http://www.ultimaproducts.com/wires.htm>>



- [17] TRILEX wheel system [online], 2014. [cit. 2014-28-1]. Dostupné z WWW: <<http://ww1.safholland.pl/>>
- [18] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*: 2. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2005. 576 s. ISBN 80-239-3717-0.
- [19] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*: 1. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. 442 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [20] Sigl, Z. *Technika vyvažování* [online], 2001. [cit. 2014-25-3]. Hofmann CZ. Dostupné z WWW: <http://www.hofmann-cz.cz/?strana=technika>
- [21] REIMPELL, J. *Fahrwerk technik* 2. Germany : Vogel-Verlag Wurzburg , 1973. 390 s. ISBN 3-8023-0513-2.
- [22] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*: 2. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [23] CEMPIREK, O. *Návrh zavěšení kol přední nápravy studentské formule*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [24] VYMAZAL, R. *Těhlice vozu kategorie Formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 110 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [25] Rajdl, L. *Litá kola - Legislativa* [online prezentace], 2011. [cit. 2014-04-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.ifleet.cz/files/ifleet/events/prezentace/136429685037.pdf>>
- [26] Úř. věstník L 375 12/06 s.26 – *Jednotná ustanovení o schvalování kol pro osobní automobily a jejich přírůsky*.
- [27] VÉMOLA, Aleš. *Diagnostika I*: 1. vydání Brno: Littera, 2000. 160 s.
- [28] Vyvažování kol [online], 2009. [cit. 2014-4-20]. Dostupné na WWW: <<http://www.cmn.cz/clanek-84/>>
- [29] Elektronická vyvažovačka kol [online], 2012. [cit. 2014-4-20]. Dostupné na WWW: <<http://www.jstrading.cz/produkty-ath-1580-elektronicka-vy vazovacka-kol-detail-9>>
- [30] NOVOTNÝ, Pavel. *Řešení únavové životnosti součástí*. Brno: VUT v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ_{F1}	[-]	koeficient pro výpočet boční síly (pro trvalou pevnost)
μ_{F2}	[-]	koeficient pro výpočet boční síly (pro časovou pevnost)
μ_p	[-]	součinitel přílnavosti povrchu mezi kolem a vozovkou
c_1	[Nmm ⁻¹]	radiální tuhost pneumatiky
D_x	[ms ⁻²]	maximální zpomalení vozidla na hranici tření
D_y	[ms ⁻²]	maximální zrychlení vozidla
F_o	[N]	odstředivá síla nevyvážené hmoty
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška těžiště vozidla
i_5	[-]	převodový poměr převodovky (5. převodový stupeň)
i_{st}	[-]	stálý převodový poměr převodovky
k_1	[-]	koeficient normálového zatížení (pro trvalou pevnost)
k_2	[-]	koeficient normálového zatížení (pro časovou pevnost)
l	[m]	rozvor kol vozidla
L_1	[N]	podélná síla
L_5	[N]	podélná síla na kole při zařazení pátého převodového stupně
L_{max}	[N]	maximální přenositelná podélná síla
m	[kg]	hmotnost nevývažku
M_{max}	[Nm]	maximální krouticí moment motoru
m_n	[kg]	hmotnost nevyvážené hmoty
m_v	[kg]	hmotnost vývažku
n	[min ⁻¹]	otáčky kola
N_1	[N]	normálová síla
N_h	[kg]	hmotnost vozidla působící na jedno uvažované kolo
R	[m]	vzdálenost nevývažku od osy otáčení
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
r_n	[m]	vzdálenost nevyvážené hmoty od středu otáčení
S_1	[N]	boční síla působící na kolo automobilu
v	[ms ⁻¹]	obvodová rychlost kola
W	[N]	statická tíhová síla vozidla
W_p	[N]	statická tíhová síla na přední nápravu



W_r	[N]	dynamická tíhová síla při zrychlení na přední nápravu
η	[-]	mechanická účinnost převodového ústrojí
π	[-]	Ludolfovo číslo
ω	[mm]	úhlová rychlost otáčení kola



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1:** Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy konstrukčního návrhu disku
- Příloha 2:** Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy první konstrukční úpravy disku
- Příloha 3:** Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy druhé konstrukční úpravy disku
- Příloha 4:** DVD s obsahem: Elektronická verze diplomové práce (formát .pdf) + 3D modely jednotlivých komponent v programu Pro/ENGINEER + jednotlivé konstrukční varianty disku



Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy konstrukčního návrhu disku

A: Static Structural

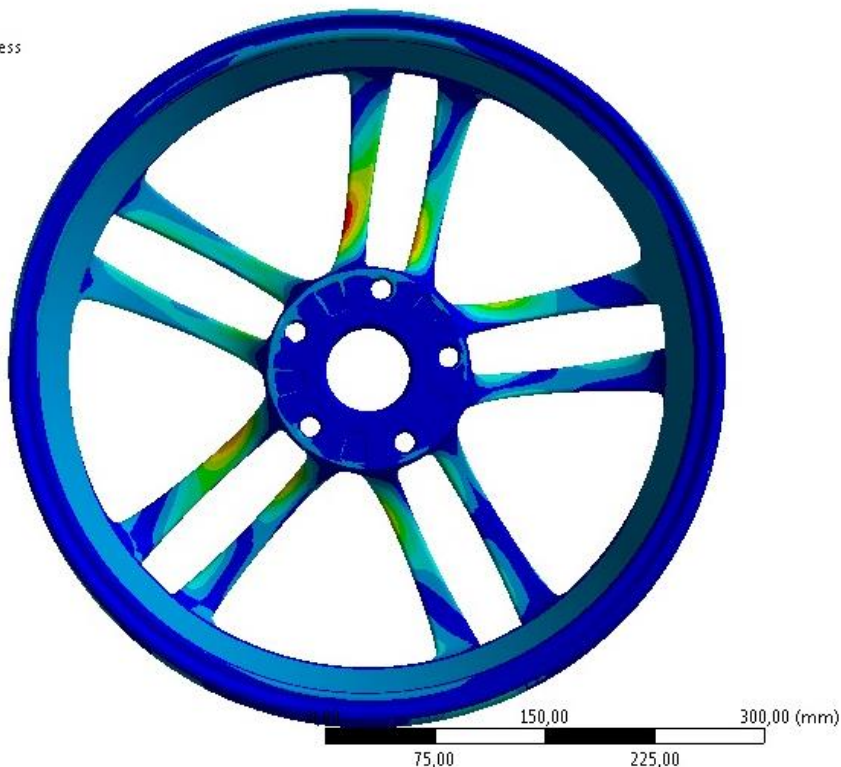
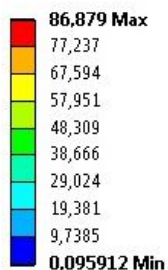
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 22:18



Obr. 1: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké brzdění“

A: Static Structural

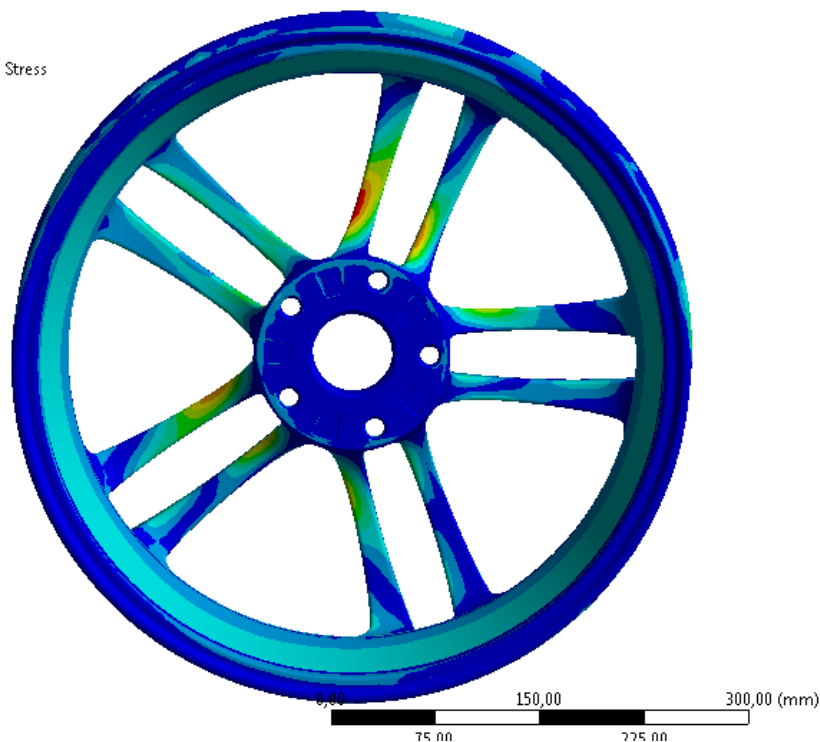
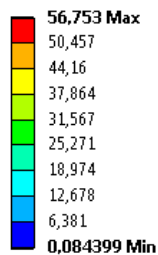
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 22:34



Obr. 2: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké zrychlení“

**A: Static Structural**

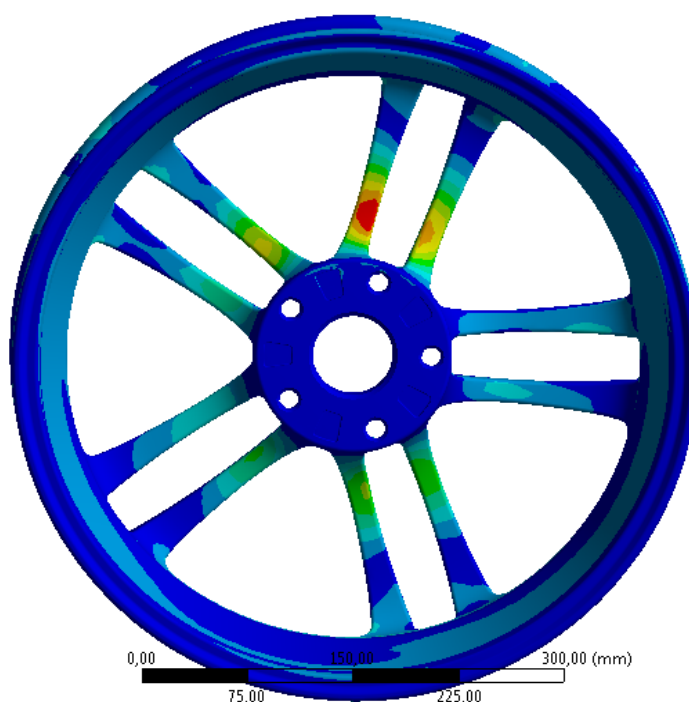
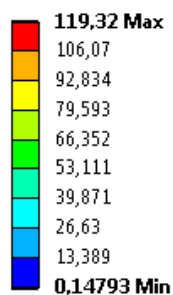
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 21:57



Obr. 3: Průběh redukovaného napětí při jízděm stavu „max. boční ráz“

A: Static Structural

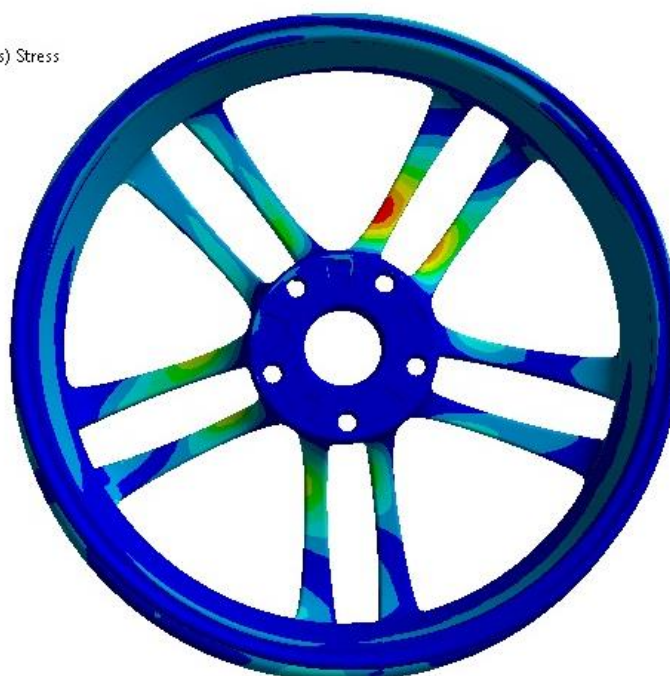
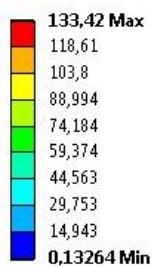
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 23:15



Obr. 4: Průběh redukovaného napětí při jízděm stavu „max. spodní ráz“

**A: Static Structural**

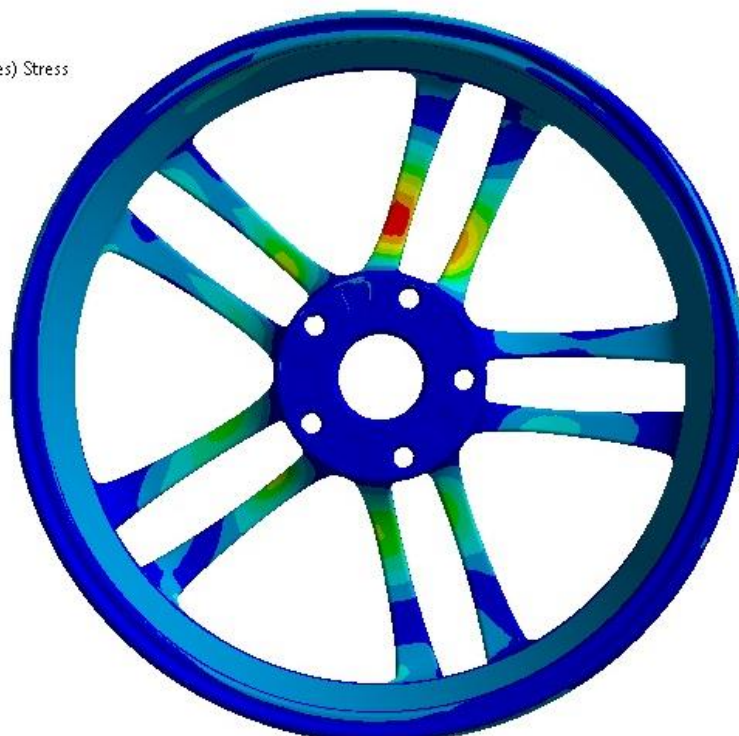
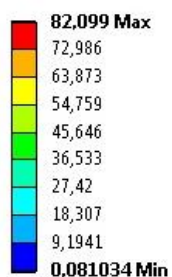
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2014 23:26



Obr. 5: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „přímá jízda“

A: Static Structural

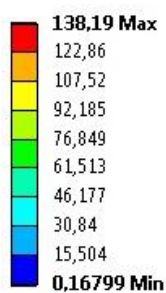
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

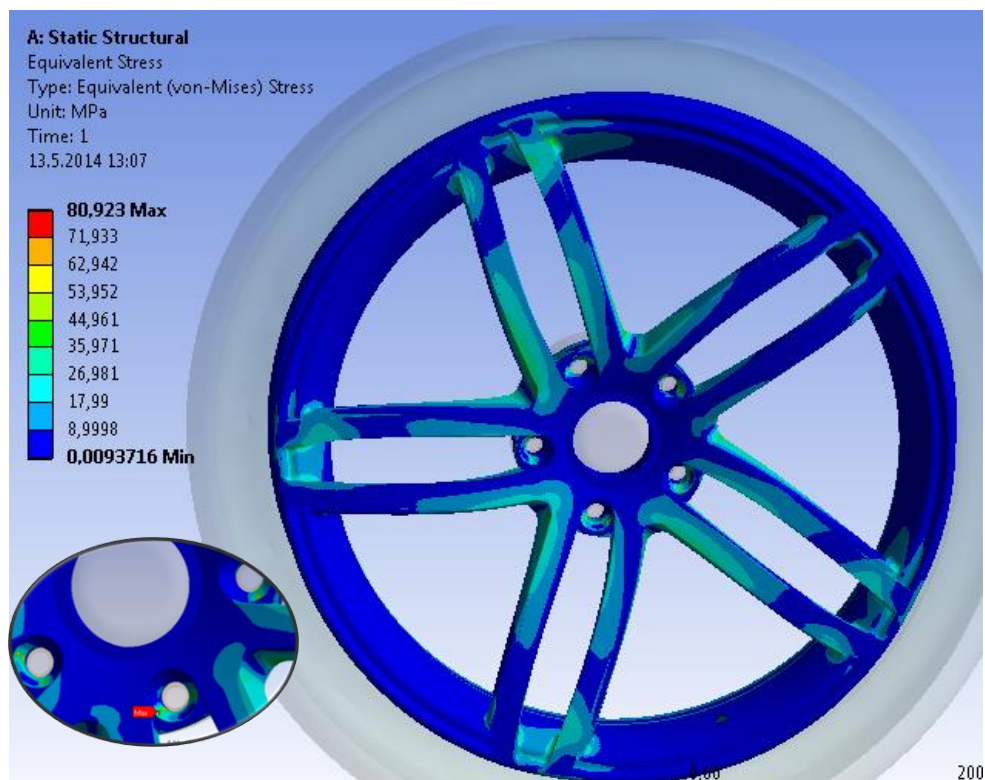
12.5.2014 22:50



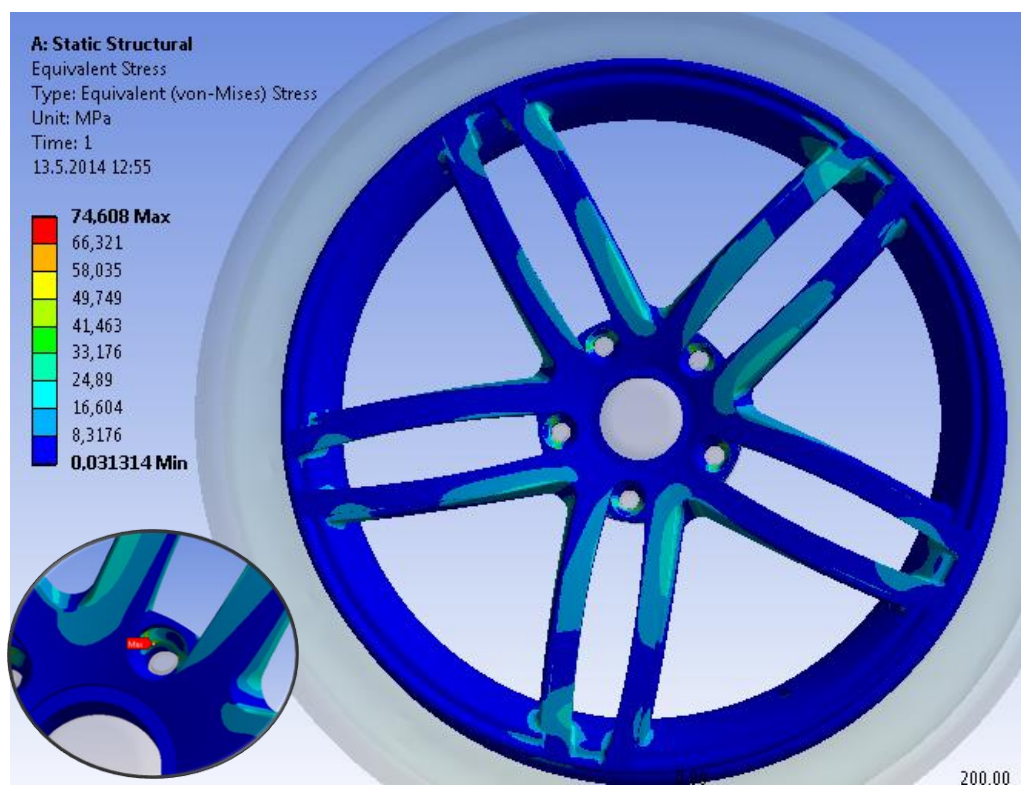
Obr. 6: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



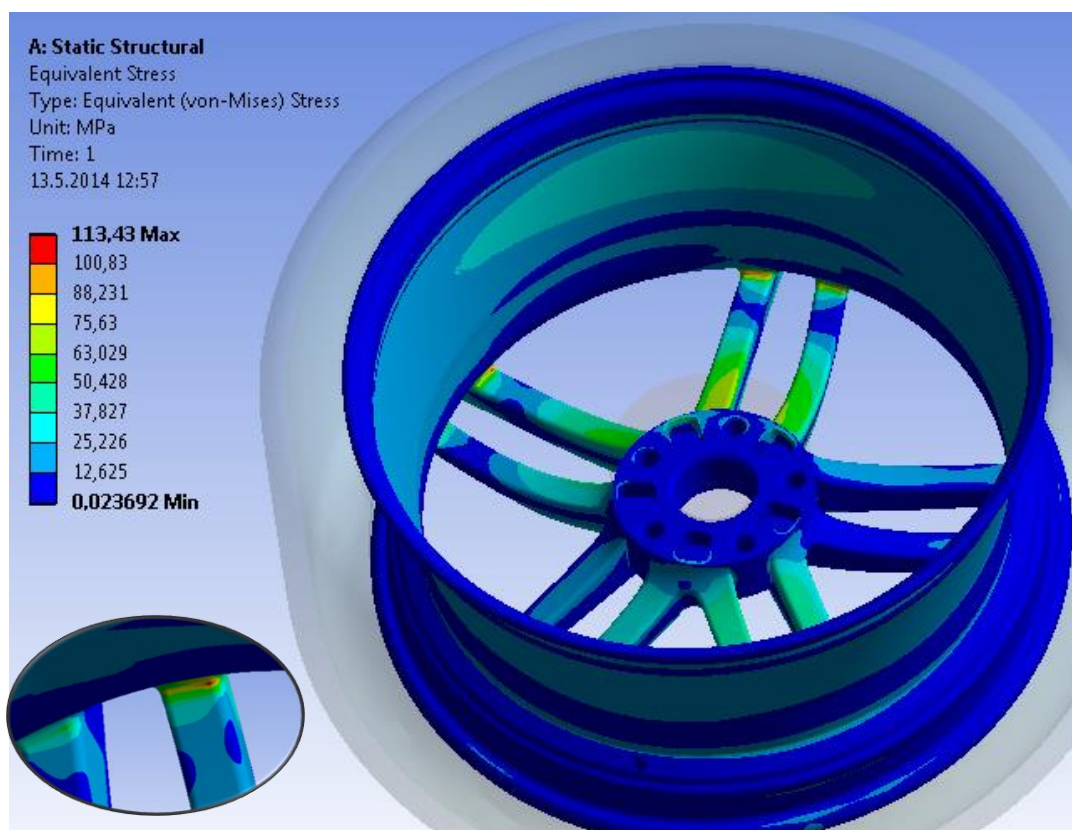
Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy první konstrukční úpravy disku



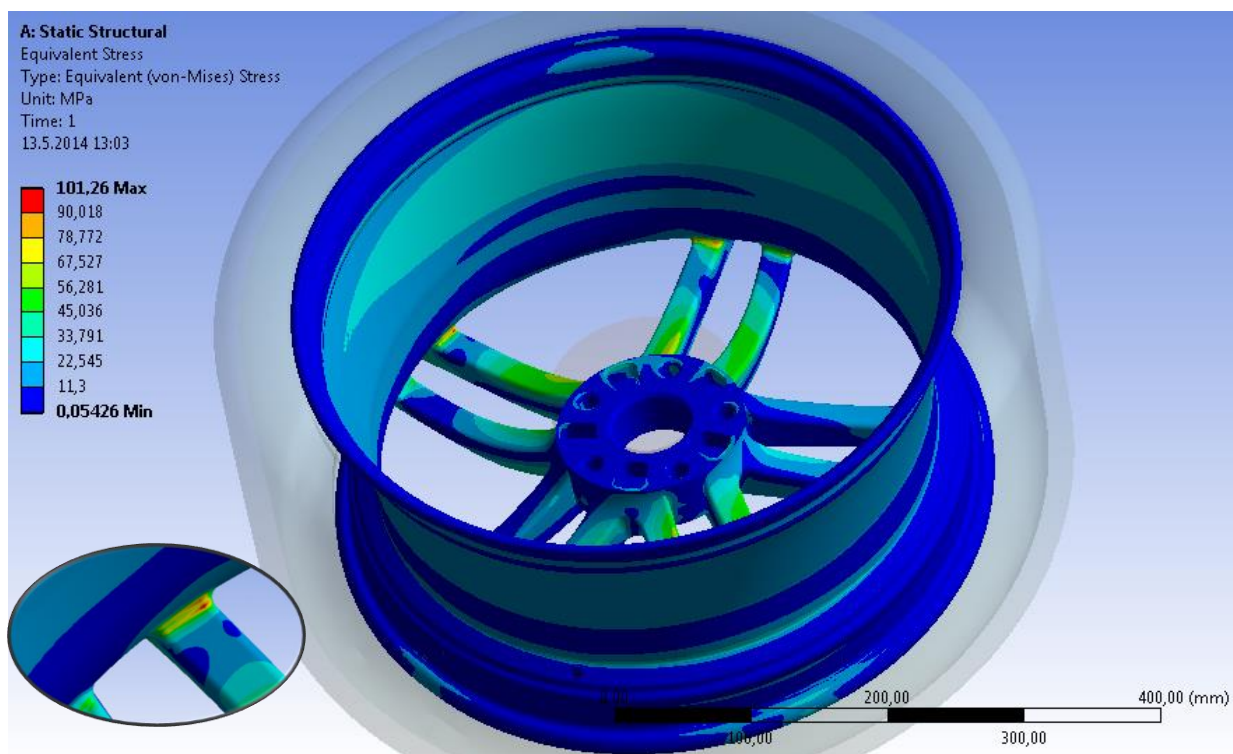
Obr. 7: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké brzdění“



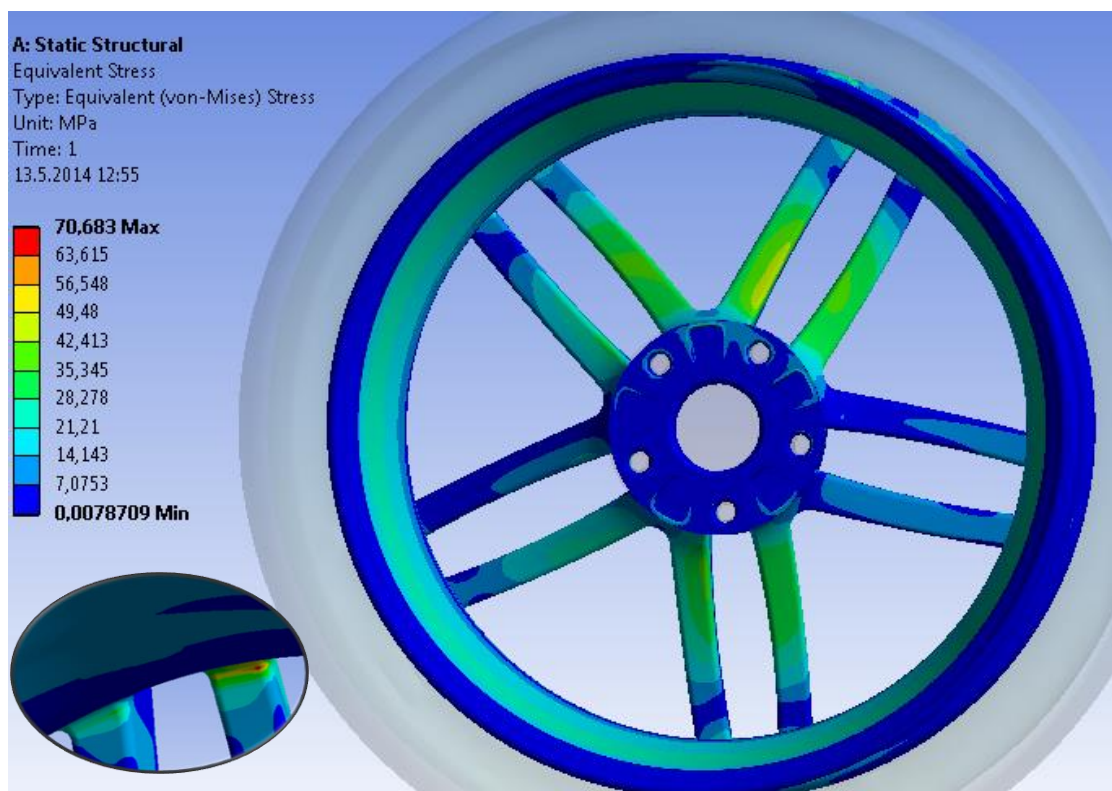
Obr. 8: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké zrychlení“



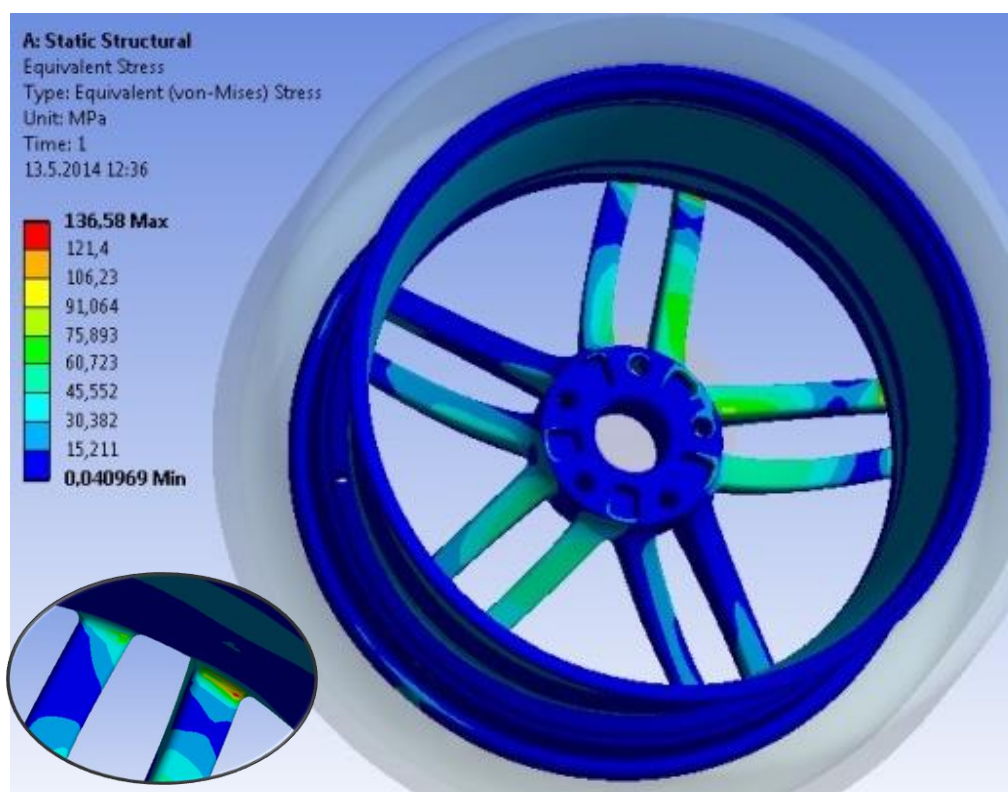
Obr. 9: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „max. boční ráz“



Obr. 10: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „max. spodní ráz“



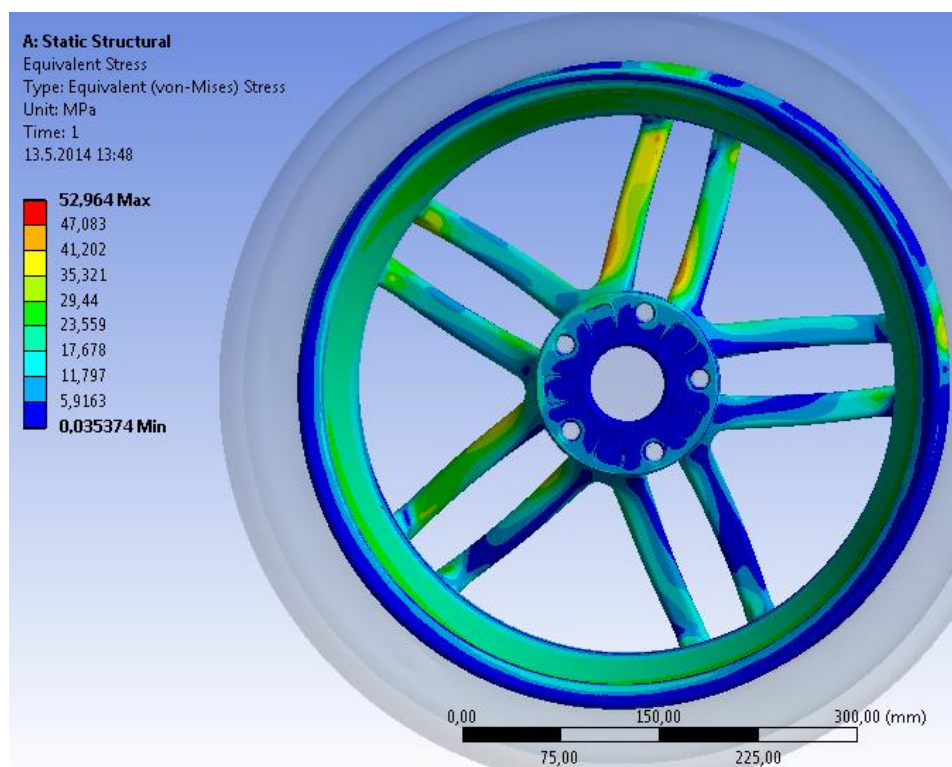
Obr. 11: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „přímá jízda“



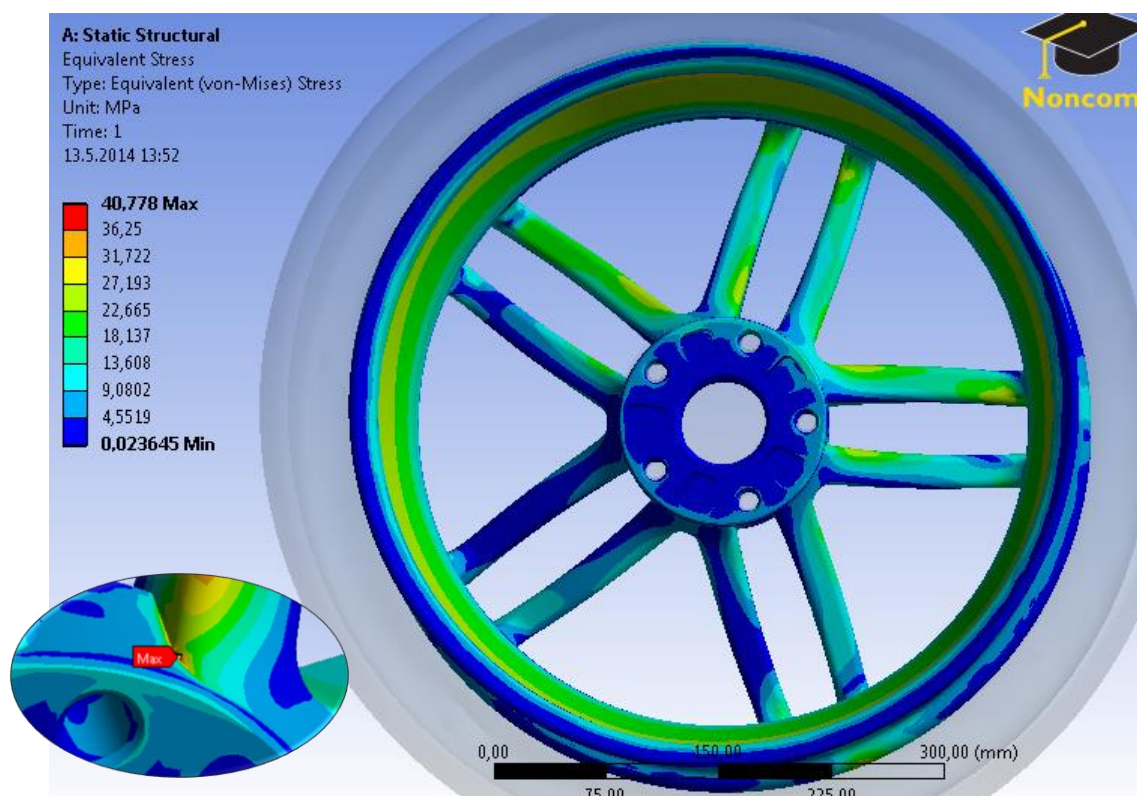
Obr. 12: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



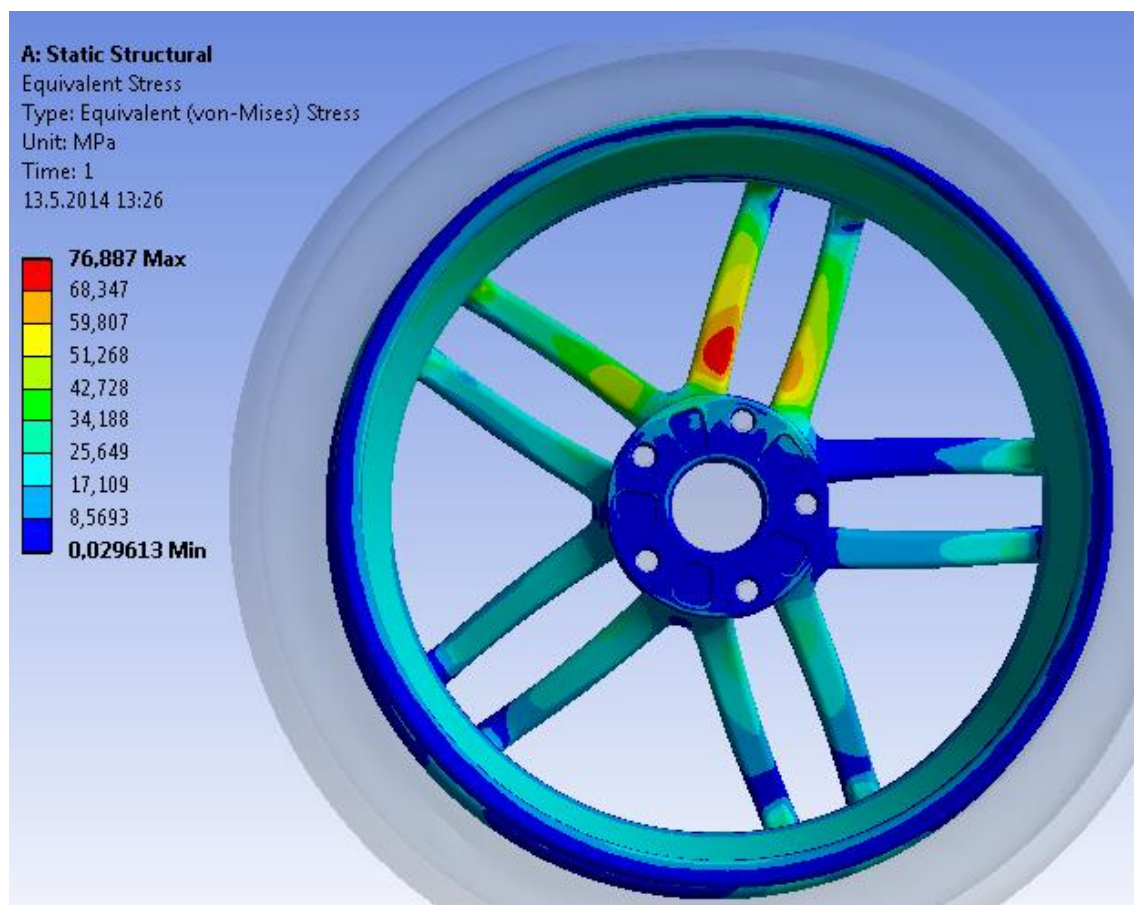
Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy druhé konstrukční úpravy disku



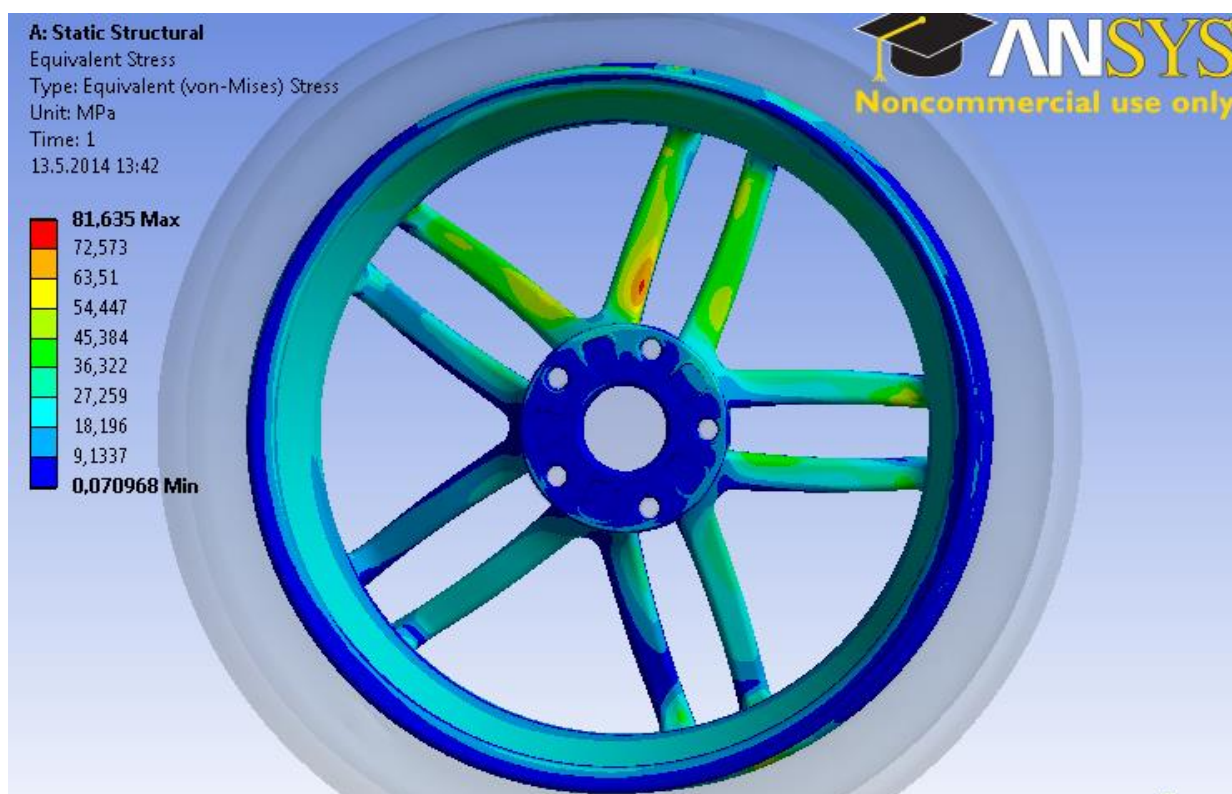
Obr. 13: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké brzdění“



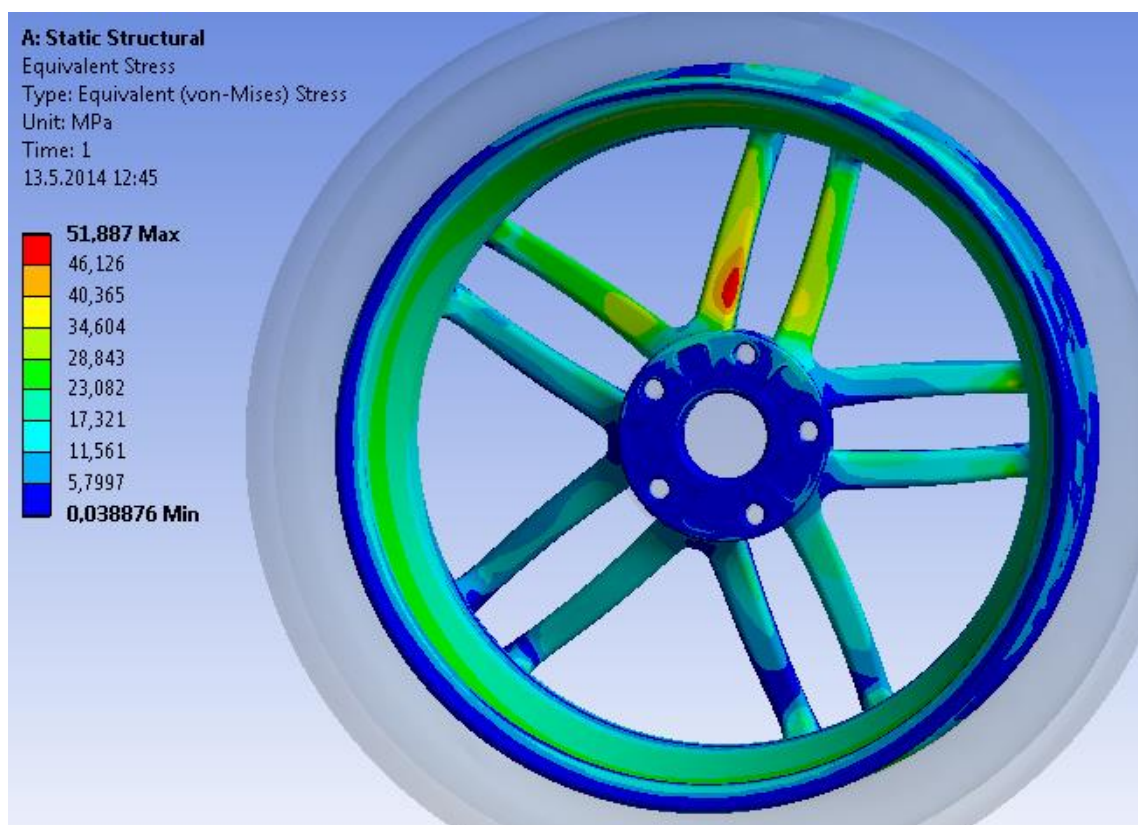
Obr. 14: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „prudké zrychlení“



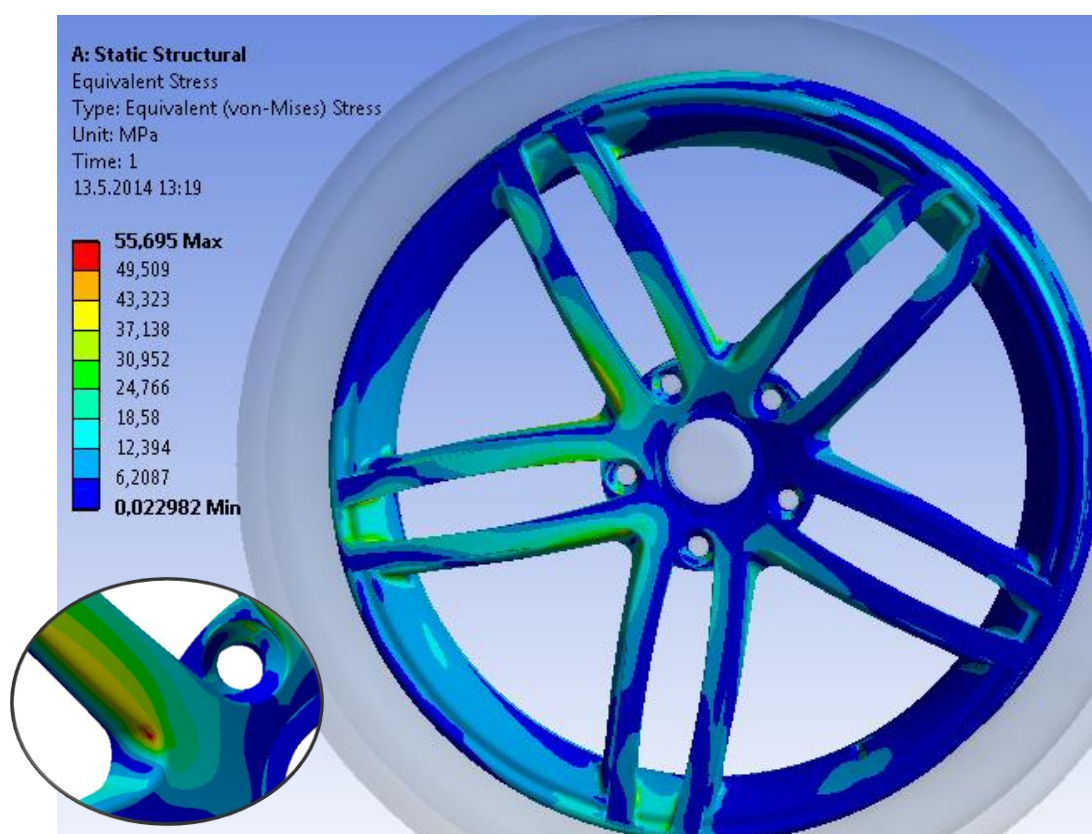
Obr. 15: Průběh redukovaného napětí při jízděm stavu „max. boční ráz“



Obr. 16: Průběh redukovaného napětí při jízděm stavu „max. spodní ráz“



Obr. 17: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „přímá jízda“



Obr. 18: Průběh redukovaného napětí při jízdním stavu „vozovka s výmoly“